

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**  
**Fakulta strojní**  
**Institut dopravy**

**POSOUZENÍ VYBRANÝCH VLASTNOSTÍ**  
**SPECIÁLNÍHO AUTOMOBILU**

**Assessment of Special Truck Selected Properties**

**AUTOR PRÁCE:**

**Bc. Šimon Kristen**

**VEDOUCÍ PRÁCE:**

**Ing. Michal Richtář, Ph.D.**

**OSTRAVA 2017**

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Šimon Kristen**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie

Specializace: 20 Silniční doprava

Téma: **Posouzení vybraných vlastností speciálního automobilu**  
**Assessment of Special Truck Selected Properties**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je rozbor současného stavu, definice posuzovaných vlastností, výpočty a posouzení definovaných vlastností.

1. Úvod
2. Rešerše současného stavu
3. Definice posuzovaných vlastností
4. Výpočty a posouzení definovaných vlastností
5. Vyhodnocení a doporučení
6. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

Matějka, R. Vozidla silniční dopravy I, Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7  
Matějka, R. Vozidla silniční dopravy II, Bratislava, 1990, ISBN 80-7100-074-4  
Vlk, F. Motorová vozidla I, VUT Brno, 1989, ISBN 80-214-0038-2  
Kovanda, J., Resl, I., Socha, J.: Konstrukce automobilů. ČVUT, Praha, 1997. 120 pp., ISBN 80-01-01624-2  
Apetaur, M., Stejskal, V.: Motorová vozidla VI. ČVUT, Praha, 1991.  
Šalamoun, C.: Motorová vozidla IV ČVUT Praha, 1991

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017

doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.  
vedoucí katedry

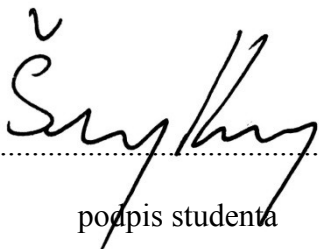


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15.5.2017



.....  
podpis studenta

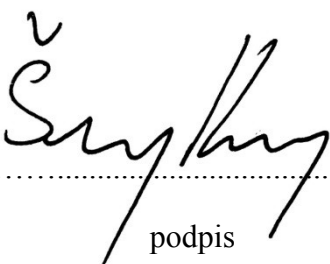
Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 15.5.2017

Jméno a příjmení autora práce:

Adresa trvalého pobytu autora práce:



.....  
podpis

Bc. Šimon Kristen

Rokytnice 267, VSETÍN 755 01

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

KRISTEN, Š. Posouzení vybraných vlastností speciálního automobilu: diplomová práce. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2017, 88 s. Vedoucí práce: Richtář, M.

Diplomová práce se zabývá aktuálním stavem dynamických vlastností speciálního vozidla, kterým je cisternová automobilová stříkačka a popis chování kapaliny v nádrži analytickou metodou. V práci je uvedeno, zda při průjezdu zatáčky dojde k překlopení vozidla nebo ke smyku. Součástí práce je zjištění polohy těžiště vozidla při různém naplnění hlavní nádrže na vodu. Během tvorby diplomové práce byl vytvořen výpočtový program v Excelu, který slouží pro rychlý výpočet těchto parametrů a vlastností.

Klíčová slova: Hasičské vozidlo, dynamika vozidel, překlopení, smyk, chování kapaliny

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

KRISTEN, Š. Assessment of Special Truck Selected Properties. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2015, 88 p. Thesis head: Richtář, P.

This thesis deals with the current state of dynamic properties of a special vehicle, such as fire truck and description of liquid behavior in tank by analytical method. In the thesis, is stated whether the crossing by curve when the vehicle will be tilted or skidded. Part of the work is to determine the position of the center of gravity of the vehicle at various level of filling of the main water tank. During the creation of the diploma thesis a computational program was created in Excel which serves for the rapid calculation of these parameters and properties.

Keywords: Fire truck, vehicle dynamics, overturning, the behavior of liquids

# Obsah

Obsah.....	6
Seznam použitých značek a symbolů .....	9
0 Úvod .....	12
1 Rešerše současného stavu .....	13
1.1 Definice speciální vozidlo .....	13
1.2 Definice požárních vozidel .....	14
1.3 Rozřazení požárních vozidel.....	17
1.4 Seznámení s řešeným vozidlem .....	19
2 Definice posuzovaných vlastností .....	22
2.1 Umístění těžiště.....	22
2.1.1 Poloha těžiště vzhledem k nápravám .....	22
2.1.2 Poloha těžiště vzhledem k podélné ose vozidla .....	23
2.1.3 Výškové umístění těžiště .....	25
2.2 Průjezd obloukem .....	28
2.2.1 Smyk vozidla .....	30
2.2.2 Překlopení vozidla .....	31
2.3 Brzdění.....	33
2.3.1 Maximální brzdné zpomalení .....	33
2.4 Kombinace brzdění a průjezd obloukem .....	36
2.4.1 Kammova - Adhezní kružnice .....	36

2.5	Vliv chování kapaliny v nádrži .....	37
2.5.1	Rovnoměrně zrychlený přímočarý pohyb .....	37
2.6	Těžiště kapaliny .....	39
3	Výpočty a posouzení definovaných vlastností .....	41
3.1	Umístění těžiště.....	41
3.1.1	Výpočet statického zatížení náprav .....	41
3.1.2	Umístění těžiště vzhledem k nápravám .....	42
3.1.3	Umístění těžiště vzhledem k podélné ose vozidla .....	42
3.1.4	Výškové umístění těžiště .....	42
3.2	Brzdění .....	43
3.3	Průjezd obloukem .....	45
3.4	Brzdění v oblouku.....	47
3.5	Výpočet umístění těžiště vozidla při polovičním naplnění nádrže .....	49
3.5.1	Síly působící při brzdění na nádrž při naplnění 50% .....	51
3.5.2	Posunutí těžiště nádrže při brzdění s 50% naplněním vodou .....	54
3.5.3	Posunutí těžiště nádrže při průjezdu zatáčkou s 50% zaplněním vodou .....	57
3.5.4	Posunutí těžiště celého vozidla při brzdění a průjezdu zatáčkou .....	60
3.5.5	Vliv posunutí těžiště na jízdní vlastnosti vozidla .....	64
4	Vyhodnocení a doporučení .....	66
5	Závěr.....	68
6	Seznam použité literatury .....	70

7	Seznam příloh na CD.....	73
8	Příloha A – Hasičské vozidla .....	74
	Vybraná základní zásahová vozidla .....	74
	Vybrané speciální zásahové automobily .....	82



# Seznam použitých značek a symbolů

IZS – Integrovaný záchranný systém

CAS – Cisternová automobilová stříkačka

$F_{Z1}$     zatížení přední nápravy

$F_{Z2}$     zatížení zadní nápravy

$L$         rozvor

$G_V$     tíha vozidla

$L_1$     vzdálenost těžiště od přední nápravy

$L_2$     vzdálenost těžiště od zadní nápravy

$G_1$     celkové zatížení přední nápravy

$G_2$     celkové zatížení zadní nápravy

$B_{1L}$     vzdálenost těžiště přední nápravy od levého předního kola

$B_{1P}$     vzdálenost těžiště přední nápravy od levého předního kola

$B_{2L}$     vzdálenost těžiště zadní nápravy od levého předního kola

$B_{2P}$     vzdálenost těžiště zadní nápravy od levého předního kola

$B_1$     rozchod přední nápravy

$B_2$     rozchod zadní nápravy

$F_{Z1P}$     zatížení předního pravého kola

$F_{Z1L}$     zatížení předního levého kola

$F_{Z2P}$     zatížení zadního pravého kola

$F_{Z2L}$     zatížení zadního levého kola

$\Delta y_1$	odchylka působíště tíhy přední nápravy od podélné osy vozidla
$\Delta y_2$	odchylka působíště tíhy zadní nápravy od podélné osy vozidla
$\Delta y$	odchylka těžiště od podélné osy vozidla
$B_{1LT}$	okraj levého předního kola od podélné osy vozidla
$B_{2LT}$	okraj levého zadního kola od podélné osy vozidla
$\Delta B$	dílčí odchylka vzdálenosti od klopné roviny v úrovni působíště těžiště
$F_D$	dostředivá síla
$F_O$	odstředivá síla
$m_V$	hmotnost vozidla
$v$	rychlost
$r$	poloměr zatáčky
$F_A$	adhezní síla
$\mu$	součinitel adheze
$^{Fo}M$	moment překlolení vozidla způsobený odstředivou silou
$h_T$	výška těžiště vozidla
$^{Gv}M$	moment působící proti překlolení vozidla způsobený tíhou vozidla
$B_T$	přímá vzdálenost těžiště od vnější roviny klopení
$a_{br}$	brzdné zpomalení
$s_{br}$	brzdná dráha vozidla
$v_0$	počáteční rychlost
$t_r$	doba reakce řidiče 0,4 - 1,5

$t_p$  doba prodlevy brzdového systému 0,2s

$t_n$  doba náběhu brzdného účinku 0,4 s

$F_{br}$  brzdná síla

$F_S$  setrvačná síla vozidla

$^{Fs}F_{Z1}$  dynamické zatížení přední nápravy vyvozené silou  $F_S$

$^{Fs}F_{Z2}$  dynamické zatížení zadní nápravy vyvozené silou  $F_S$

$\check{s}_{pP}$  šířka přední pneumatiky

$\check{s}_{pZ}$  šířka zadní pneumatiky

# 0 Úvod

Hasičský vůz se řadí mezi speciální nákladní vozidla, která jsou využívány k záchranným pracím IZS. Jedná se o mnohatunové vozidlo, při výjezdu naplněné hasebními prostředky a vybavením. Jako hasivo, je nejčastěji používána voda. Posádka hasičského vozu má za úkol se přepravit z požární zbrojnice k místu zásahu za co nejkratší možnou dobu při zachování bezpečnosti. Tomu je přizpůsoben styl jízdy řidiče. Průjezd trasou pozemní komunikace způsobuje vznik reakčních sil ovlivňující stabilitu vozidla. Při překročení mezních podmínek může dojít ke ztrátě stability vozidla a v krajních případech může dojít až k vážné nehodě. V případě, že se vozidlo pohybuje s neúplně naplněnou nádrží, vliv vody může změnit jízdní vlastnosti vozidla. V diplomové práci se budu zabývat dynamickými vlastnostmi vozidla CAS20 – 4000 – 240 - S2T T815 - R55. Budu řešit při jakých rychlostech a poloměrech zatáček bude vozidlo ohroženo smykem a překlopením. Budu se zabývat zjednodušenou formou chováním kapaliny v nádrži při 50% naplnění vodou.



Obrázek 1 – Tatra T815 CAS30 – 4000 – 240 - S2T [AUTOR]

# 1 Rešerše současného stavu

## 1.1 Definice speciální vozidlo

Pod pojmem speciální vozidlo si představujeme nákladní automobil, který je svojí nástavbou určen pro neobvyklé pracovní činnosti. Podle zákona o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích č. 168/1999 Sb. jsou nejčastěji tyto vozidla brána jako vozidla spadající do skupiny N, tedy nákladní vozidla. Přičemž jsou to vozidla, u kterých byla provedena podstatná změna konstrukce. Podle výše uvedeného zákona je za podstatnou změnu považováno „*změna druhu karoserie nebo nástavby, pro které se mění účel a způsob použití silničního vozidla*“ [1] Takto upravené vozidlo musí být schváleno příslušným obecním úřadem s rozšířenou působností. Hromadnou přestavbu povoluje ministerstvo. Žádost musí obsahovat identifikační údaje firmy nebo osoby provádějící úpravu, druh a kategorii vozidla, účel pro jaký bude vozidlo používáno. Přičemž musí být žádost doložena spolu s podrobným popisem úpravy, návrhem na změnu údajů v technickém průkaze, technický popis změn, výkresová dokumentace provedených změn a technický protokol o způsobilosti vozidla od pověřené zkušebny.

František Vlk obsáhle popisuje, co vše může být speciálním nákladním vozidlem. „*Nákladní automobil speciální může být v provedení: chladiřenský, fekální, pro dopravu betonu (domíchávač betonu), pro přepravu osobních automobilů, pro odvoz odpadu, pro dopravu živých zvířat, pro dopravu dřeva, stěhovací, pojízdná prodejna, cisternový na vodu, cisternový na mléko, cisternový na mouku, cisternový na cement, cisternový na pohonné hmoty, kabelový, letištní palivový, pro přepravu dlouhého kmenového dříví atd.*“ [2], a dále pokračuje „*Mezi speciální nákladní automobily patří např. Autojeřáb, autorýpadlo, kropící, zametací, požární, dilenský, pojízdná dílna, obytný, laboratorní, mycí, na čištění kanálů, pohřební, policejní, zdravotnický (sanitní), rozhlasový, televizní, vyprošťovací atd.*“ [2]

## 1.2 Definice požárních vozidel

Technické podmínky a rozřazení požárních vozidel do jednotlivých kategorií řeší Vyhláška č.35/2007 Sb. Vyhláška o technických podmínkách požární techniky.

Podle §1 této vyhlášky jsou stanoveny technické podmínky:

*„Tato vyhláška stanoví technické podmínky pro*

- a) zásahový požární automobil včetně kontejnerového provedení, uvedené v příloze č. 1 k této vyhlášce,*
- b) dopravní automobil, uvedené v příloze č. 2 k této vyhlášce,*
- c) automobilovou stříkačku, cisternovou automobilovou stříkačku, pěnový hasicí automobil a kombinovaný hasicí automobil, uvedené v příloze č. 3 k této vyhlášce.“[3]*

Hasičská vozidla definovaná musí splňovat požadavky norem ČSN EN 1846-1, ČSN EN 1846-2, ČSN EN 1846-3, ČSN EN 1777, ČSN EN 14043, ČSN EN 14044, ČSN EN 1028-1, ČSN EN 1028-2, ČSN EN 14466, ČSN 07 8304, ČSN 38 9427, ČSN 38 9409.

- **ČSN EN 1846-1 – Zařazování hasičských vozidel do hmotnostních tříd**
- Lehká (L) – od 3tun do 7,5t včetně
- Střed (M) – od 7,5t do 16t včetně
- Těžká (S) – nad 16t
- **ČSN EN 1846-2 – Obecné požadavky – Bezpečnost provedení**

Norma se používá pro stanovení minimálních bezpečnostních požadavků u požárních automobilů. Řeší vlastnosti vozidel nebo technická zařízení montované na vozidla. Zkouška emisí hluku a její zásady, ukázky technických řešení snížení hluku, výšky uložení hasičského vybavení v úložných prostorech vozidla.

- **ČSN EN 1846-3 Pevně zabudovaná zařízení - Bezpečnost a provedení**

Určuje minimální bezpečnostní požadavky na pevně zabudovaná zařízení na hasičských vozech, jako jsou: Zařízení na vodu, zařízení na přísady, lafetová proudnice, manipulační zařízení, požární kontejnery s hydraulickým jednoramenným nosičem.

- **ČSN EN 1777 Hydraulické plošiny pro hasičské a záchranné jednotky - Bezpečnostní požadavky a zkoušení**

Předepisuje bezpečnostní požadavky na hydraulické plošiny a jejich zkoušení. Mezi požadavky patří: Konstrukční výpočty včetně výpočtů stability, výpočty zatížení silami a jejich stanovení, podvozek a jeho stabilita, konstrukce plošiny, ovládání plošiny, bezpečnostní zařízení, předpisy pro zkoušení vozidla s plošinou.

- **ČSN EN 14043 Výšková požární technika - Automobilové žebříky se současnými pohyby - Požadavky na bezpečnost a provedení a zkušební metody**

Stanovuje bezpečnostní podmínky a zkušební metody pro schvalování hasičských automobilových žebříků se současnými pohyby. Zabývá se minimalizací nebezpečí při provozu žebříků a podmínek, při kterých mohou být žebříky používány. U žebříku se současnými pohyby probíhá vysouvání všech dílů žebříku současně.

- **ČSN EN 14044 Výšková požární technika - Automobilové žebříky s postupnými pohyby - Požadavky na bezpečnost a provedení a zkušební metody**

Stanovuje bezpečnostní podmínky a zkušební metody pro schvalování hasičských automobilových žebříků s postupnými pohyby. Zabývá se minimalizací nebezpečí při provozu žebříků a podmínek, při kterých mohou být žebříky používány. U žebříku s postupnými pohyby probíhá vysouvání jednotlivých dílů žebříku postupně. Díl následující se začne vysouvat vždy po dokončení úplného vysunutí dílu předchozího.

- **ČSN EN 1028-1-Požární čerpadla - Požární odstředivá čerpadla se zařízením pro zavodnění - Část 1: Třídění - Všeobecné a bezpečnostní požadavky**

Tato část normy popisuje technické zařízení čerpadlo a jeho konstrukční náležitosti. Popisuje možná nebezpečí a nebezpečné situace mohou nastat s jeho používáním nebo manipulací. Čerpadlo spadá do skupiny hydraulických zařízení a pro ně popisuje možné bezpečnostní rizika norma EN 982.

- **ČSN EN 1028-2-Požární čerpadla - Požární odstředivá čerpadla se zařízením pro zavodnění - Část 2: Ověřování všeobecných a bezpečnostních požadavků**

Tato část normy popisuje, jaké výkonové vlastnosti musí čerpadlo mít a jakými bezpečnostními prvky musí být opatřeno. Předepisuje také informace pro používání, signální a výstražná zařízení.

- **ČSN EN 14466 Požární čerpadla - Přenosné motorové stříkačky - Požadavky na bezpečnost a provedení, zkoušky**

Norma platí pro přenosné motorové stříkačky, které jsou poháněna vlastním spalovacím motorem a nejsou určena pro trvalou montáž do vozidel ani pro trvalý provoz bez obsluhy. Norma řeší možný vznik, vážných nebezpečných situací spojených s používáním stříkaček v souladu s návodem výrobce.

- **ČSN 07 8304 Kovové tlakové nádoby k dopravě plynů. Provozní pravidla**

Norma je pro hasiče důležitá z pohledu skladování a přepravy tlakových nádob sloužící pro dýchací účely. Předepisuje náležitosti na jejich zacházení, přepravu a skladování.

- **ČSN 38 9427 Požární armatury, přechody, rozměry**

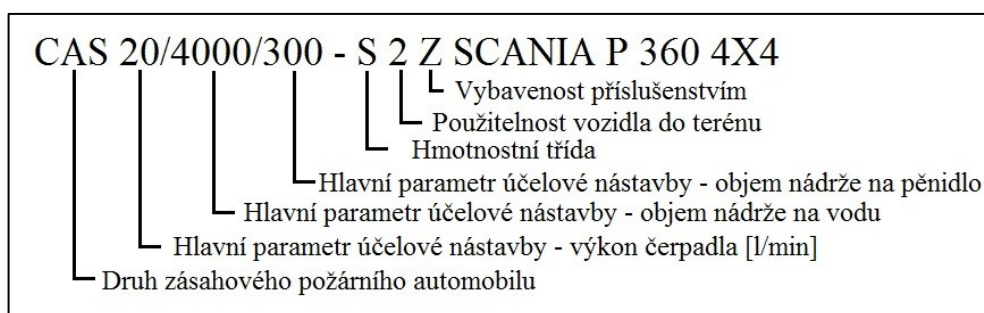
Specifikace požárních armatur s výrobními výkresy.

- **ČSN 38 9409 Požární armatury, sací šroubení, rozměry**

Specifikace požárních armatur s výrobními výkresy.



### 1.3 Rozřazení požárních vozidel



Obrázek 2 - příklad značení požárních vozidel [AUTOR]

#### Druh zásahového vozidla

Označuje typ vozidla podle zkratk uvedených níže.

#### Hlavní parametr účelové nástavby

Velikost výkonu hlavního čerpadla [nejčastěji  $100 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ ], rozměrový parametr nástavby (délka ramene nebo žebříku). Hodnota za prvním lomítkem značí objem nebo hmotnost hlavního hasicího média. Hodnota za druhým lomítkem značí objem nebo součet objemů vedlejšího hasicího prostředku (Pěnidlo A, B). Značení probíhá ve smyslu čerpadlo/voda[l]/pěnidlo[l]/plyn[kg]/prášek[kg].

#### Hmotnostní třídy

- Lehká (L) – od 3tun do 7,5t včetně
- Střed (M) – od 7,5t do 16t včetně
- Těžká (S) – nad 16t

#### Použitelnost v terénu

- 1 – silniční, vozidla s provozem určeným pro zpevněné komunikace
- 2 – smíšené, vozidla s provozem určeným po částečně zpevněném i nezpevněném povrchu
- 3 – terénní, vozidla s provozem určeným především po nezpevněném povrchu

### **Vybavenost příslušenstvím**

- **H – k hašení**
- **CH – chemické**
- **LP – k hašení lesních požárů**
- **N – ropné**
- **R – redukované**
- **T – technické**
- **V – rozšířené**

### **Základní zásahová vozidla**

- **AS – automobilová stříkačka**
- **CAS – cisternová automobilová stříkačka**
- **DA – dopravní automobil**
- **DPA – dopravní požární automobil**
- **PHA – pěnový hasicí automobil**
- **PLHA – plynový hasicí automobil**
- **PRHA – práškový hasicí automobil**
- **KHA – kombinovaný hasicí automobil**
- **RZA – rychlý zásahový automobil**

### **Speciální zásahové automobily**

- **AJ – automobilový jeřáb**
- **AP – automobilová plošina**
- **AZ – automobilový žebřík**
- **HA – hadicový automobil**
- **KA – kontejnerový automobil**
- **LCAS/LKHA – letištní speciál**
- **LP – lesní speciál**
- **O – ostatní**
- **TA – technický automobil**
- **TACH – chemický automobil**
- **V – požární vlak**

- **UA – užitkový automobil**
- **VA – vyšetřovací automobil**
- **VEA – velitelský automobil**
- **VYA – vyprošťovací automobil**
- **PPLA – protiplynový požární automobil**

## 1.4 Seznámení s řešeným vozidlem

Vozidlo, pro které budu zpracovávat diplomovou práci, bude CAS 20/4000/240 - S2T Tatra 815-231R55/410 4x4. Nástavbu pro toto vozidlo vyrobila firma KOBIT-THZ a.s. která sídlí ve městě Slatiňany poblíž Pardubic. Toto vozidlo jsem si vybral, protože je na hasičské stanici ve Vsetíně a díky podvozku Tatra jsou informace o vozidle velmi dobře dostupné. Podle hasičů má Tatra lepší řiditelnost a chování v terénu díky možnosti více zasahovat do podvozku a umístit tak těžiště co nejnižší. Výkyvné polonápravy zajišťují výbornou stabilitu při průjezdu terénem.

Podle označení vozidla lze vyčíst, že minutový průtok hlavního čerpadla je 2000 litrů za minutu. Nádrž na vodu má objem 4000 litrů a na pěnídlo je malá nádrž umístěná v horní části hlavní nádrže s objemem 240 litrů. Vozidlo patří do kategorie těžkých vozidel a je určeno pro pohyb v terénu i po silnicích. Rozsah vybavení hasičským příslušenstvím je označen písmenem T, což zařazuje vozidlo mezi vozidla se základním hasícím vybavením, ale i technickým vybavením. To umožňuje vyprošťování, likvidaci chemických látek a zasahování u živelných pohrom. Mezi technické vybavení patří: krumpáč, lopata, motorová pila, motorová kotoučová pila, pákové kleště, páčidlo, požární sekera, přenosný světlomet, přenosný 8m žebřík, elektro čerpadlo, elektrocentrála, hydraulický vyprošťovací zařízení s vybavením a příslušenstvím, plynotěsný protichemický oděv a další.

Rámový podvozek je vyrobený firmou TATRA TRUCKS a.s. a má typové označení T815-231R55 4x4. Jedná se o terenní dvounápravový podvozek se stálým pohonem zadních kol a s připojitelným pohonem předních kol. Je určen pro montáž účelových nástaveb. Podvozek je provozu schopný v rozmezí teplot -30°C až +40°C. Odolnost je určena na rozmezí teplot -40°C až +55°C. Konkrétní podvozek je vybaven motorem T3D-928-30 EURO 5. Zvihový objem motoru je 12.6 litrů, maximálního výkonu 325kW dosahuje při 1800 otáčkách za minutu a točivého momentu 2100Nm

při otáčkách 1200 za minutu. Palivo pro motor je předně určená motorová nafta NM - 54, která je běžně používaná. Po úpravě výfukového potrubí, což spočívá ve vyjmutí katalyzátoru, lze používat letecký kerosin s označením NATO F-4 (JP-8, Jet A-1).

Spojka je třecí jednolamelová s talířovou pružinou a hydraulickým ovládáním. Použitá převodovka 14TS210L-N je poloautomatická s řazením Norgen. Jedná se o 14-ti stupňovou převodovku se synchronizací, pneumatickým posilovačem a výstupem pro pomocný pohon. Převodové ústrojí je složeno ze základní převodovky, následné převodovky a pomocné převodovky. Základní převodovka obsahuje 7 rychlostních stupňů a jeden reverzační. K základní převodovce je přidána přídatná následná převodovka TATRA 2.30 TRS 1,85 (0,8) sestupná se dvěma převodovými stupni. Převod pomocného pohonu 1TP300K-CH je stálý s převodovým poměrem 0,5. Pomocný převod je použit pro pohon hlavního čerpadla.

Přední náprava je tvořena výkyvnými polonápravami, které jsou hnané a řízené. Připojení pohonu je ovládáno z prostoru řidiče pomocí elektronického spínače. Přední náprava je vybavena osovým diferenciálem s uzávěrkou. Odpružení přední nápravy je řešeno zkrutnými tyčemi a teleskopickými tlumiči kmitů. Zadní náprava je také tvořena výkyvnými polonápravami s osovým diferenciálem a uzávěrkou diferenciálu. Odpružení je však už řešeno pneumatickými vlnovci ve spolupráci s vinutými pružinami a teleskopickými tlumiči kmitů.

Kabina je vyrobena, tak aby byla schopna pojmout 8 hasičů včetně řidiče.

Objem motoru	<b>12 677 cm<sup>3</sup></b>
Výkon motoru	<b>325kW při 1 800 ot.min<sup>-1</sup></b>
Točivý moment motoru	<b>2 100Nm při 1 200 ot.min<sup>-1</sup></b>
Nevyšší přípustná rychlost	<b>110 km/h</b>
Maximální dovolené zatížení přední nápravy	<b>8000 kg</b>
Maximální dovolené zatížení zadní nápravy	<b>11 500 kg</b>
Objem nádrže na vodu	<b>4 000 l</b>
Objem nádrže na pěnídlo	<b>240 l</b>
Objem nádrže na pohonné hmoty	<b>200 l</b>
Objem nádrže na redukční činidlo AdBlue	<b>67 l</b>
Počet míst k sezení	<b>5+1</b>

Vnější stopový průměr zatáčení	<b>16,5±1m</b>
Rozvor	<b>4 090 mm</b>
Rozchod přední náprava	<b>2 034 mm</b>
Rozchod zadní nápravy	<b>1 778 mm</b>
Přední pneumatiky	<b>BARUM 385/65 R22,5, BU 49</b>
Zadní pneumatiky	<b>BARUM 315/80 R22,5, BS 73</b>

*Tabulka 1 - vybrané technické parametry řešeného vozidla [AUTOR]*



*Obrázek 3 - Tatra T815 CAS 20 / 4000 / 240 S 2 T [AUTOR]*

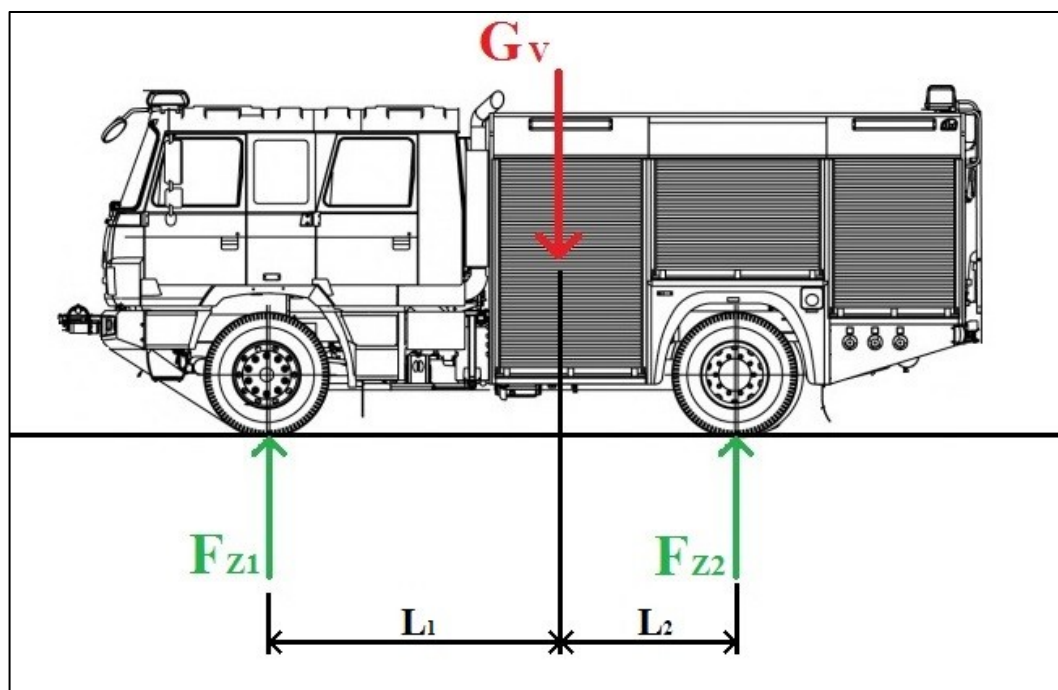
## 2 Definice posuzovaných vlastností

### 2.1 Umístění těžiště

Umístění těžiště se během provozu vozidla bude měnit. Z provozních předpisů je pro CAS povinností mít nádrže na vodu a pěnídlo plně naplněné. Pro dynamiku vozidla a jeho jízdní stabilitu je to výhodné, protože nedochází k přelévání vody v nádrži a změně jízdní stability. Jiná situace může nastat při přejíždění mezi zásahy, kdy nádrž není plná a ani prázdná.

Pro výpočet těžiště konkrétního vozidla je nutné znát aktuální zatížení na jednotlivých kolech. Tedy hmotnost, která působí na každé kolo. Tato hmotnost se u každého typu vozidla liší a je závislá na jeho výbavě, stavu provozních kapalin a aktuální posádky. Pro přesné výsledky je nutné provést experimentální měření pomocí vah, které má k dispozici například celní policie. Ti jsou schopni kdekoliv změřit zatížení, které působí na kola.

#### 2.1.1 Poloha těžiště vzhledem k nápravám



Obrázek 4 - umístění těžiště vzhledem k nápravám [AUTOR]

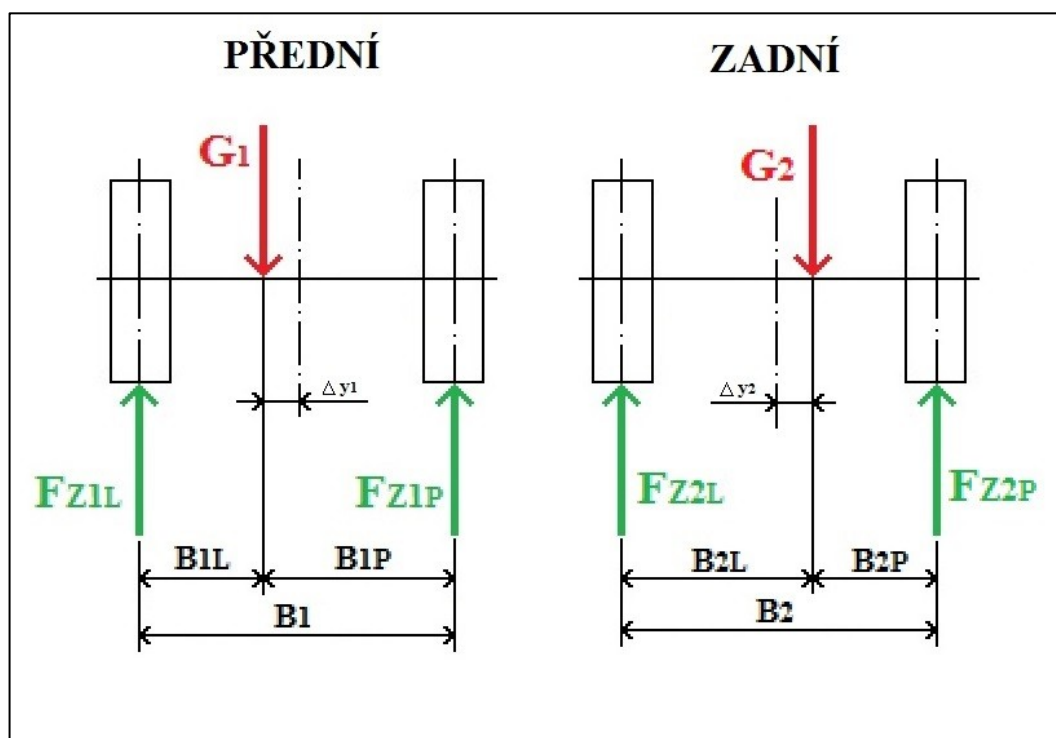
Sestavením momentové rovnice (1) a její následnou úpravou lze vypočítat umístění těžiště mezi nápravami. Pro tuto informaci je nutné znát celkové zatížení přední nápravy a zadní nápravy.

$$-F_{Z1} \cdot L + G_V \cdot L_2 = 0 \quad (1)$$

$$L_2 = \frac{F_{Z1} \cdot L}{G_V} \quad (2)$$

$$L_1 = L - L_2 \quad (3)$$

### 2.1.2 Poloha těžiště vzhledem k podélné ose vozidla



Obrázek 5 - umístění působíště tíhy na přední a zadní nápravě [AUTOR]

V případě, že je známo zatížení na každém kole daných náprav, je možné zjistit posunutí těžiště vůči podélné ose vozidla. Výrobce se snaží udržet těžiště co nejblíže této ose, aby vozidlo mělo stejné vlastnosti při průjezdu levotočivé a pravotočivé zatáčky.

Pro každou nápravu vypočítám umístění dílčí zatěžující síly  $G_1$  pro přední nápravu a  $G_2$  pro nápravu zadní z momentových rovnic (4) a (7).

$$-G_1 \cdot B_{1LT} + F_{Z1P} \cdot B_1 = 0 \quad (4)$$

$$B_{1LT} = \frac{F_{Z1P} \cdot B_1}{G_1} \quad (5)$$

Rovnice (6) popisuje vzdálenost umístění působíště síly  $G_1$  od podélné středové osy vozidla.

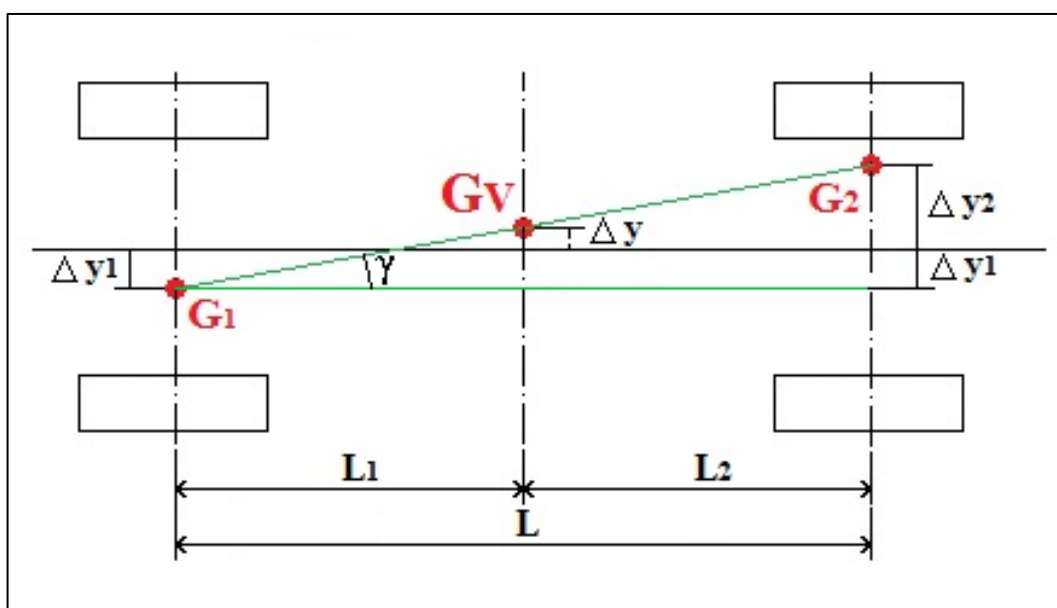
$$\Delta y_1 = \frac{B_1}{2} - B_{1LT} \quad (6)$$

$$-G_2 \cdot B_{2LT} + F_{Z2P} \cdot B_2 = 0 \quad (7)$$

$$B_{2LT} = \frac{F_{Z2P} \cdot B_2}{G_2} \quad (8)$$

Rovnice (9) popisuje vzdálenost umístění působíště síly  $G_2$  od podélné středové osy vozidla.

$$\Delta y_2 = \frac{B_2}{2} - B_{2LT} \quad (9)$$



Obrázek 6 - umístění těžiště vzhledem k podélné ose vozidla [AUTOR]

Využijí podobnost trojúhelníků, které vytvoří propojení bodů  $G_1$ ,  $G_V$  a  $G_2$ . Tuto podobnost matematicky popisují pomocí funkce tangens, rovnice (10) a (11), které jsou položeny vůči sobě do rovnosti (12) jelikož funkce tangens úhlů obou trojúhelníků je stejný.

$$\tan \gamma = \frac{\Delta y + \Delta y_1}{L_1} \quad (10)$$



$$\tan \gamma = \frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{L} \quad (11)$$

$$\frac{\Delta y + \Delta y_1}{L_1} = \frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{L} \quad (12)$$

Postupnou úpravou rovnice (12) se dopravuji k vyjádření odchylky od podélné osy  $\Delta y$  popsanou rovnicí (14).

$$\Delta y + \Delta y_1 = \left( \frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{L} \right) \cdot L_1 \quad (13)$$

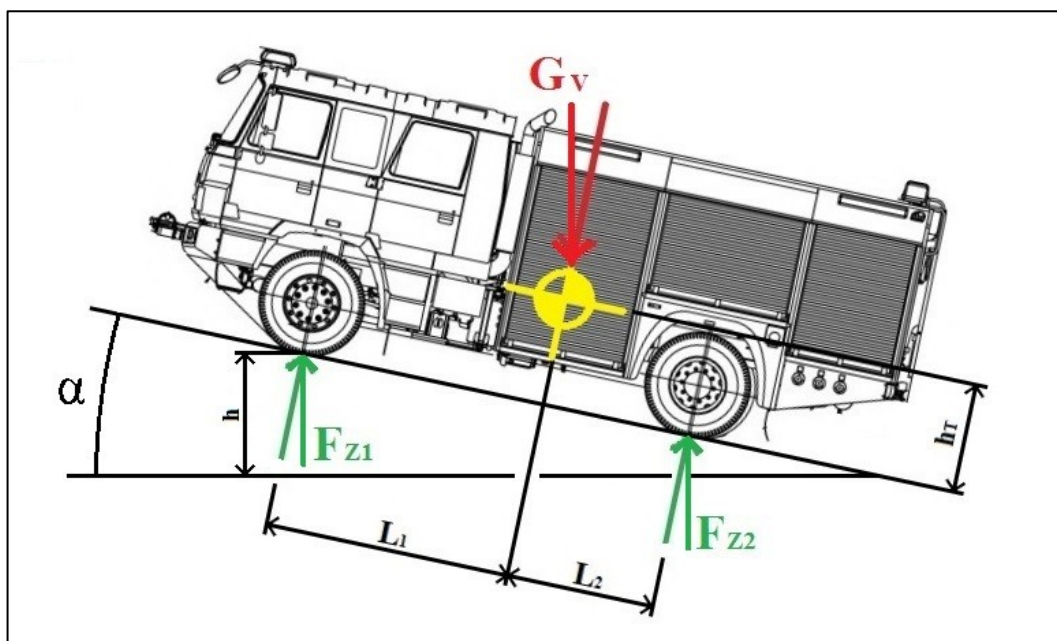
$$\Delta y = \left( \frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{L} \right) \cdot L_1 - \Delta y_1 \quad (14)$$

### 2.1.3 Výškové umístění těžiště

Pro zjištění výšky umístění těžiště lze postupovat dvěma způsoby. První způsob je popsán na obrázku č., kdy se vozidlo naklání kolem své příčné vodorovné osy. Nájezdem na šikmou rovinu se změní zatížení náprav a podle této změny lze spočítat výšku těžiště.

Druhou možností popsanou na obrázku č., je naklánění na plošině kolem podélné vodorovné osy. V okamžiku, kdy kola umístěné na horní části plošiny ztrácí kontakt s plošinou je těžiště přesně nad bodem dotyku spodní pneumatiky s plošinou a tvoří kolmici k vodorovné rovině. Další zvětšování úhlu povede k překlacení vozidla.

Oba dva způsoby nepřímého zjištění výšky těžiště vyžadují speciální vybavení. V prvním případě to jsou přenosné váhy a v případě druhém zkušebna s klopnou plošinou, kterou mají k dispozici jen některé instituce.

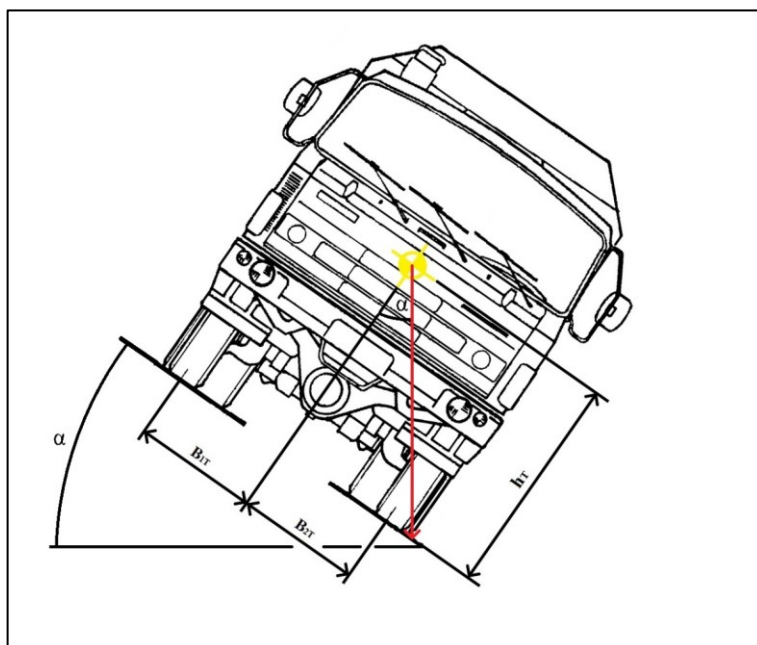


Obrázek 7 - schéma zkoušky zjištění výškového umístění těžiště [AUTOR]

Pro vypočítání svislé polohy těžiště z prvního měření je nutné sestavit momentovou rovnici (15), kterou upravíme do podoby (16).

$$-L_1 \cdot G_V \cdot \cos(\alpha) + (L_1 + L_2) \cdot F_{Z2} \cdot \cos(\alpha) - h_T \cdot G_V \cdot \sin(\alpha) = 0 \quad (15)$$

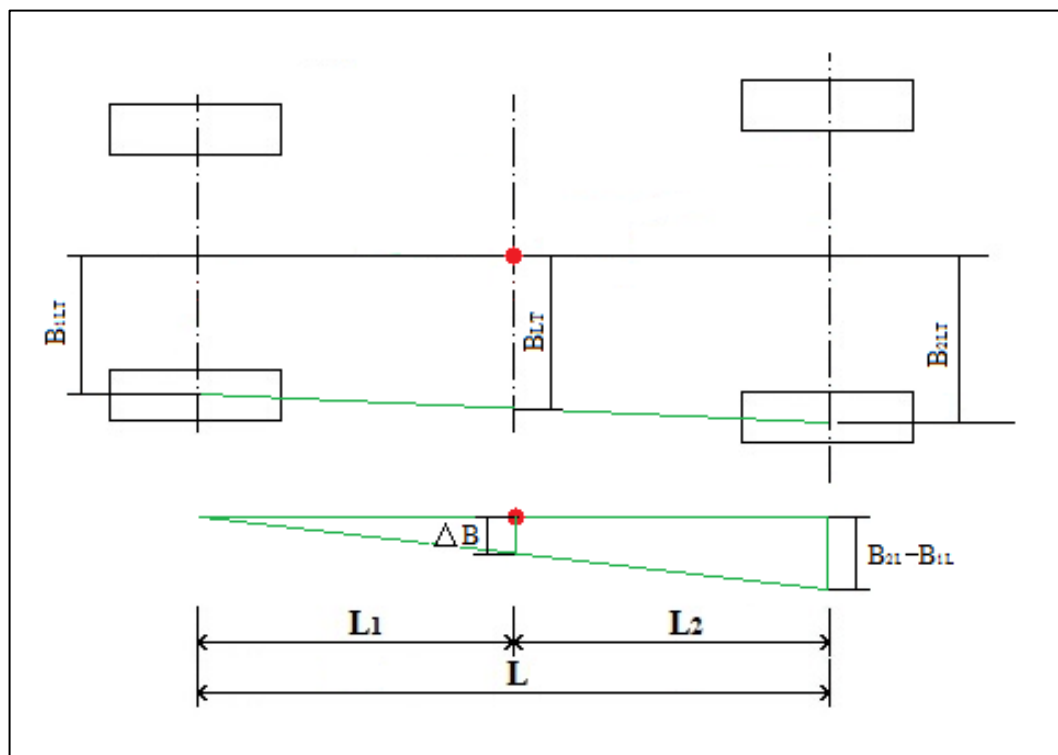
$$h_T = \frac{(L_1 + L_2) \cdot F_{Z2} \cdot \cos(\alpha) - L_1 \cdot G_V \cdot \cos(\alpha)}{G_V \cdot \sin(\alpha)} \quad (16)$$



Obrázek 8 - schéma testu zjištění výšky těžiště [AUTOR]

Pro druhý způsob určení svislé polohy těžiště je nutné určit, jestli použité rozchody přední a zadní nápravy budou odpovídat vzdálenosti od středů pneumatik nebo od

jejich vnějších okrajů. Po konzultaci s Ing. Ladislavem Jánošíkem Ph.D. z Fakulty bezpečnostního inženýrství na VŠB jsem zjistil, že je vhodné počítat s vnějším okrajem pneumatiky. Použití středu pneumatiky, ale není závažnou chybou. Je na straně bezpečnosti, jelikož vypočítaná výška těžiště pak vychází vyšší. Zvláště pak má na výpočet vliv dvoumontáž kol na zadní nápravě, která bývá často používána. Pro určení rozchodů je třeba znát rozměr pneumatik.



Obrázek 9 - schéma zjištění vzdálenosti  $B_{LT}$  [AUTOR]

Protože vozidla mohou mít a mají jiný rozchod zadní a přední nápravy je nutné dopočítat výpočtový rozchod v místě umístění těžiště. Na obrázku č. 9 je nakreslena situace rozdílných rozchodů náprav. Zelenou úsečkou jsou spojeny body dotyku pneumatik, které tvoří klopnou rovinu. Pokud by se vozidlo naklánělo, tak kolem této roviny. Proto jej nutné znát vzdálenost těžiště od této roviny  $B_{LT}$ .

V obrázku č. 9 je také zobrazen trojúhelník, který je složen ze dvou si podobných. Opět využijí podobnosti trojúhelníků jako v předchozím případě a popíši ji v rovnici (17).

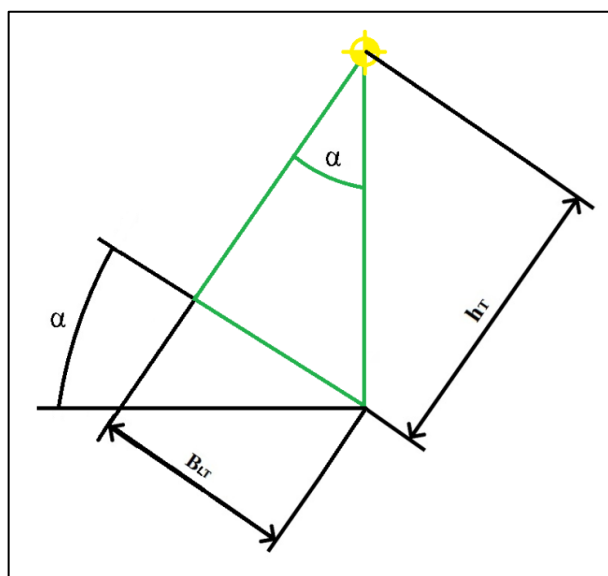
$$\frac{B_{1LT} - B_{2LT}}{L} = \frac{\Delta B}{L_2} \quad (17)$$

Vyjádřím  $\Delta B$  v rovnici (18) což je vzdálenost odvěsna menšího trojúhelníku. Tato odvěsna je součástí vzdálenosti  $B_{LT}$ .

$$\Delta B = \frac{B_{1LT} - B_{2LT}}{L} \cdot L_2 \quad (18)$$

Výpočtovou vzdálenost těžiště od klopné roviny spočítám jako součet délky odvěsny  $\Delta B$  a poloviny rozchodu přední nápravy  $B_{2LT}$ . Popsáno v rovnici (19).

$$B_{LT} = B_{2LT} + \Delta B \quad (19)$$



Obrázek 10 - trojúhelník výpočtu výšky těžiště [AUTOR]

Z obrázku č. odvodím v zeleném trojúhelníku výpočet funkce tangens (20).

$$\tan \alpha = \frac{B_{LT}}{h_T} \quad (20)$$

Z této rovnice vyjádřím výškové umístění těžiště  $h_T$  (21).

$$h_T = \frac{B_{LT}}{\tan \alpha} \quad (21)$$

## 2.2 Průjezd obloukem

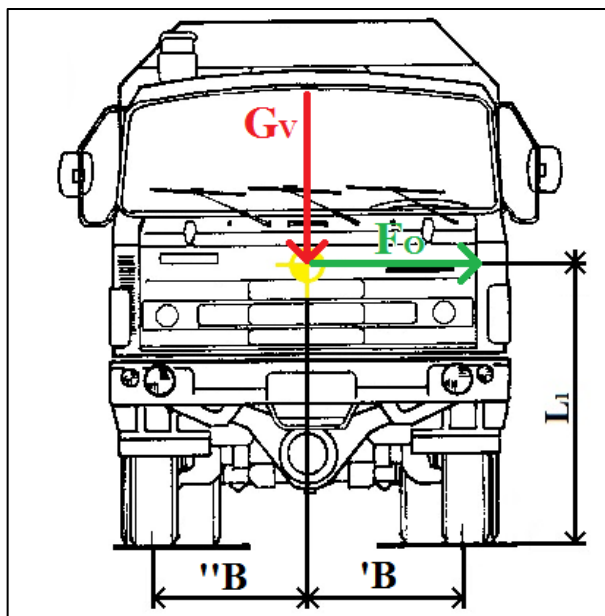
Odstředivá síla vzniká pohybem tělesa pohybujícím se po křivce, přičemž její působení je směrem od středu křivosti hladké křivky. Síly mající tento směr jsou odstředivá a dostředivá. Dostředivá síla popsána rovnicí (22) je vyvozená dostředivým

zrychlením, které umožňuje pohyb po křivce. Podle Newtonova zákona akce a reakce je odstředivá síla reakcí na sílu dostředivou. Proto lze psát rovnici (23).

$$F_D = \frac{m_V \cdot v^2}{r} \quad (22)$$

$$F_O = F_D = \frac{m_V \cdot v^2}{r} \quad (23)$$

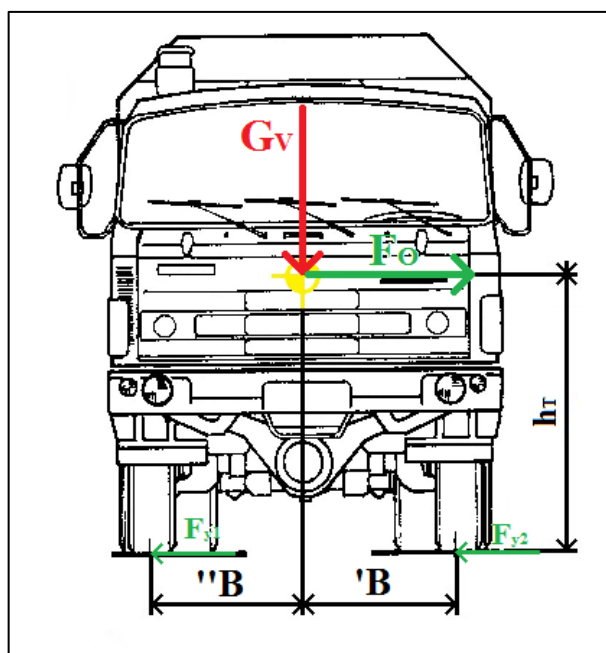
Ve skutečnosti si lze představit, že sílu dostředivou nám zprostředkovává natočení kol, které umožňují změnu směru jízdy. Budeme-li zatáčet směrem doleva, pak musí působit síla dostředivá, která bude vozidlo posouvat směrem doleva. V případě že by došlo k natočení kol, ale nevznikla by tato dostředivá síla, setrvačná síla by nutila vozidlo pohybu po přímce, jakým se pohybovalo před tím, než se začala natáčet kola. To však, ale nestačí. Podle druhého Newtonova zákona musí vznikat reakce na sílu dostředivou a to je síla odstředivá. Tato síla působí naopak od směru zatáčení, doprava. Pokud by pneumatika neměla žádnou soudržnost (adhezi) s vozovkou, došlo by ke smyku a k pohybu po přímce.



Obrázek 11 - schéma umístění sil působící na vozidlo při průjezdu zatáčkou [AUTOR]

Při průjezdu oblouku můžou nastat dva krajní stavy, které mají fatální dopad na stabilitu vozidla. Jsou to překlopení a smyk.

## 2.2.1 Smyk vozidla



Obrázek 12 - schéma sil působící na vozidlo při průjezdu zatáčkou [AUTOR]

V prvním případě je těžiště vozidla dostatečně nízko, že odstředivá síla  $F_O$  (23) není větší než níže popsaná adhezní síla  $F_A$  (24). Jednoduše můžu popsat adhezi jako soudržnost či „lepivost“ dvou povrchů, která je vyjádřena součinitelem adheze  $\mu$ . Součin součinitele adheze s tíhovou silou vozidla dá vztah pro výpočet adhezní síly. Adhezní síle se budu podrobněji věnovat v části 3.4.1 Kammova – Adhezní kružnice.

$$F_A = G_V \cdot \mu \quad (24)$$

Budu-li předpokládat, že vozidlo projíždí obloukem o konstantním poloměru a konstantní rychlostí, tedy je i odstředivá síla konstantní, bude adheze využita pouze k zachytávání odstředivé síly. Podmínka konstantní rychlosti a poloměru, pak zaručuje, že vozidlo nezrychluje ani nezpomaluje. Lze napsat nerovnici (25), která podmiňuje, že odstředivá síla nepřesáhne svojí hodnotou sílu adhezní. Nedojde ke smyku.

$$F_O \leq F_A \quad (25)$$

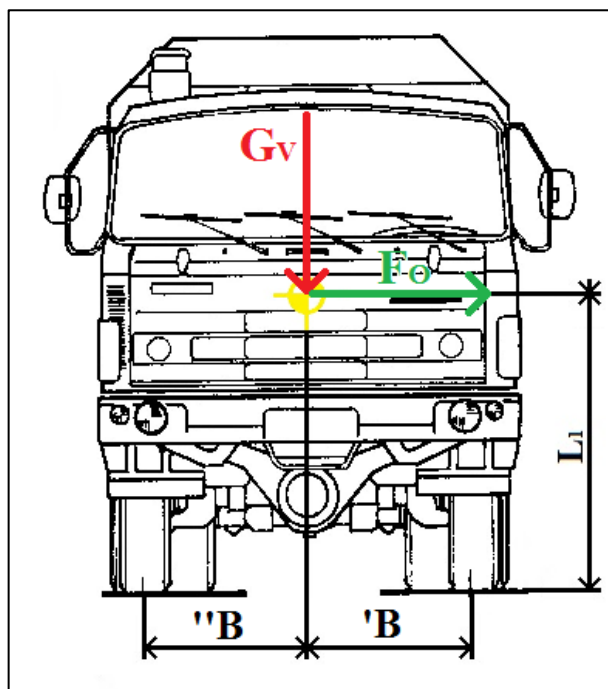
Dosazením do rovnice (25) a její následnou úpravou vyjádříme buď mezní poloměr smyku (26) nebo mezní rychlost smyku (27)

$$\frac{m_V \cdot v^2}{r} \leq G_V \cdot \mu$$

$$r \geq \frac{m_V \cdot v^2}{G_V \cdot \mu} \quad (26)$$

$$v \leq \sqrt{g \cdot \mu \cdot r} \quad (27)$$

## 2.2.2 Překlopení vozidla



Obrázek 13 - schéma působících sil při překlopení vozidla [AUTOR]

V druhém případě, kdy je těžiště umístěno dostatečně vysoko, bude odstředivá síla  $F_O$  působit na delším rameni a dojde k překlopení. Odstředivá síla není natolik velká, aby překonala adhezní sílu podle rovnice (25). Díky vyššímu umístění těžiště je moment (28) vyvozený odstředivou silou (23). Tento moment (28) se snaží vozidlo překloupit.

$$^{Fo}M = F_O \cdot h_T \quad (28)$$

Jako protiváha tomuto klopnému momentu působí moment (29) vyvozený tíhovou silou  $G_V$ , který kola na vnější straně oblouku zpátky vrací do kontaktu s vozovkou.

$$^{Gv}M = G_V \cdot B_{LT} \quad (29)$$

Pomocí těchto dvou momentů sestavím nerovnici, která stanovuje mez překlpení, pokud je klopný moment větší než moment vyvozený tíhovou silou  $G_V$ .

$$F_O M \leq G_V M \quad (30)$$

Dosazením do této nerovnice lze vyjádřit mezní podmínky překlpení pro danou rychlost (31) nebo poloměr oblouku (32). Podmínkou, je opět konstantní rychlost a konstantní poloměr oblouku.

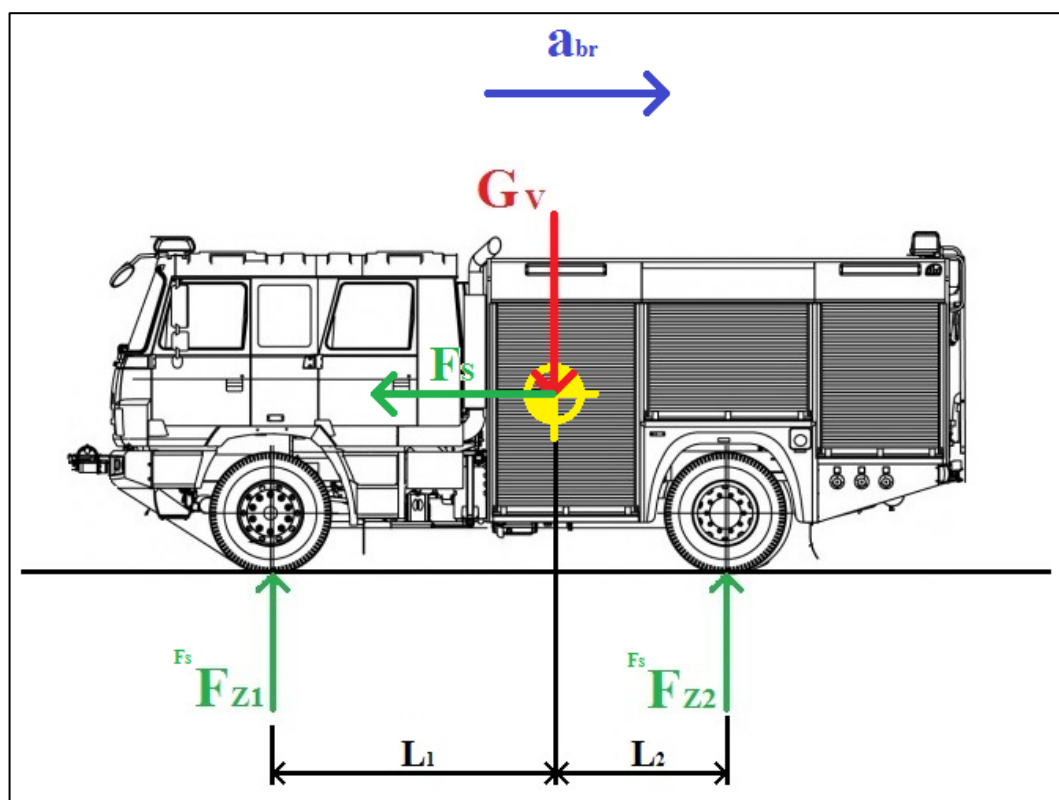
$$\begin{aligned} F_O \cdot h_T &\leq G_V \cdot B_{LT} \\ \frac{m_V \cdot v^2}{r} \cdot h_T &\leq G_V \cdot B_{LT} \\ v &\leq \sqrt{\frac{B_{LT} \cdot r \cdot g}{h_T}} \end{aligned} \quad (31)$$

$$r \geq \frac{m_V \cdot v^2}{G_V \cdot B_{LT}} \cdot h_T \quad (32)$$



## 2.3 Brzdění

Při brzdění je nutné mařit kinetickou energii vozidla v brzdách. Brzdná síla se přenáší na vozovku přes pneumatiku a je omezená adhezní silou. Během brzdění dochází k brzdnému zpomalení, které je vyvozené brzdou silou. Reakcí na brzdou silou je setrvačná síla, která způsobuje předklánění vozidla a mění zatížení náprav. Přední náprava se přitíží a zadní se odlehčí. Od toho se odvíjí nastavení brzdé síly brzd.



Obrázek 14 - schéma působících sil na vozidlo při brzdění [AUTOR]

### 2.3.1 Maximální brzdé zpomalení

Maximální brzdé zpomalení je závislé na typu povrchu a jeho součiniteli adheze (soudržnosti)  $\mu$ . Pro každý typ povrchu je jiný a je ovlivňován mnoha faktory. Mezi ten nejvýraznější patří voda. Pokud je vozovka mokrá, tak součinitel adheze klesá. Ovlivňují jej také další vlivy, jako jsou zaprášenost, teplota, hloubka dezénu, stav ojetí pneumatiky, huštění, rychlost, měrný skluz a další. Pro přehled uvádím tabulku adhezí jednotlivých povrchů s dosahovanými hodnotami brzdého zpomalení. Brzdé zpomalení jsem spočítal pomocí vztahu (33).

$$a_{br} = g \cdot \mu \quad (33)$$

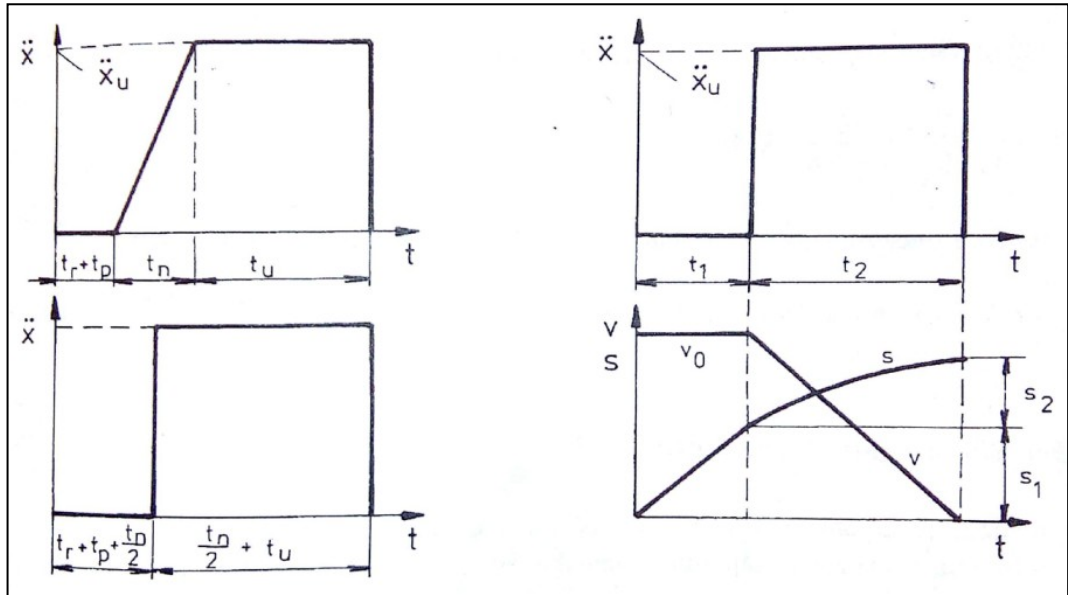
Typ povrchu	Stav	Součinitel adheze $\mu$ [-]	Brzdné zpomalení [ $\text{ms}^{-1}$ ]
<b>Beton</b>	<b>Suchý</b>	<b>0,8 – 1,0</b>	<b>7,85 – 9,81</b>
	<b>Mokrý</b>	<b>0,5 – 0,8</b>	<b>4,91 – 7,85</b>
<b>Asfalt</b>	<b>Suchý</b>	<b>0,6 – 0,9</b>	<b>5,89 – 8,89</b>
	<b>Mokrý</b>	<b>0,3 – 0,8</b>	<b>2,94 – 7,85</b>
<b>Dlažba</b>	<b>Suchá</b>	<b>0,6 – 0,9</b>	<b>5,89 – 8,83</b>
	<b>Mokrá</b>	<b>0,3 – 0,5</b>	<b>2,94 – 4,91</b>
<b>Náledí</b>	<b>0°C</b>	<b>0,05 – 0,10</b>	<b>0,49 – 0,981</b>
	<b>-10°C</b>	<b>0,08 – 0,15</b>	<b>0,79 – 1,47</b>
	<b>-20°C</b>	<b>0,15 – 0,20</b>	<b>1,47 – 1,96</b>

Tabulka 2 - přehled adhezních vlastností vybraných povrchů [2]

Brzdná dráha vozidla je stanovena vzorcem, který jsem si vypůjčil od pana Vlka (34). Ten vychází z průběhu brzdění zobrazeného na obrázku č. 15. Průběh brzdění zahrnuje reakční dobu řidiče, reakční dobu brzdového systému, doba náběhu brzdného účinku a samotná doba brzdění. Tedy se nebude jednat jen o jednoduchý vztah rovnoměrně zpomaleného pohybu.

$$s_{br} \approx v_0 \cdot \left( t_r + t_p + \frac{t_n}{2} \right) + \frac{v_0^2}{2 \cdot a_{br}} \quad (34)$$

Podle vyhlášky EHK č. 13 přílohy č. 6 jsou stanoveny maximální doby náběhu a prodlevy brzdy stanoveny jejich součtem na maximálně 0,6s.



Obrázek 15 - schéma průběhu brzdění [2]

Maximální brzdnou sílu vypočítám pomocí vzorce (35), který vychází z Newtona zákona síly.

$$F_{br} = a_{br} \cdot m_v \quad (35)$$

Setrvačná síla je podle Newtonova zákona akce a reakce reakcí na brzdnou sílu (36).

$$F_S = F_{br} \quad (36)$$

Dynamické zatížení přední nápravy (39) a zadní nápravy (40) při brzdění je odvozeno z momentové rovnice (37) a (38), která je sestavena vzhledem k pevnému bodu. V prvním případě vzhledem k zadní nápravě a v případě druhém k přední nápravě.

$$-F_S F_{Z1} \cdot L + G_v \cdot L_2 + F_S \cdot h_T = 0 \quad (37)$$

$$F_S F_{Z2} \cdot L - G_v \cdot L_2 + F_S \cdot h_T = 0 \quad (38)$$

$$F_S F_{Z1} = \frac{G_v \cdot L_2 + F_S \cdot h_T}{L} \quad (39)$$

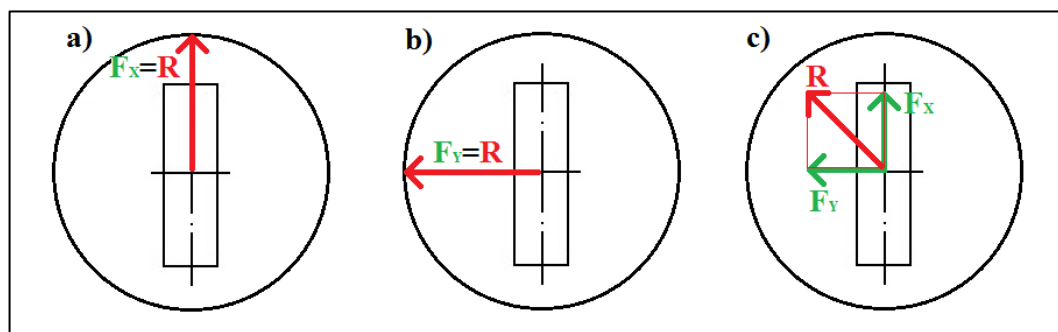
$$F_S F_{Z2} = \frac{G_v \cdot L_1 - F_S \cdot h_T}{L} \quad (40)$$

## 2.4 Kombinace brzdění a průjezd obloukem

Kombinace těchto dvou provozních stavů výrazně ovlivňuje maximální rychlost průjezdu obloukem respektive poloměr oblouku. V případě přímé jízdy je adheze plně využitelná v přímém směru a to buď na brzdění, nebo zrychlování. V případě, kdy začne působit boční síla na pneumatiku, tak se musí adhezní síla rozdělit mezi směr přímý, a boční. Tím pádem se snižuje adheze pneumatiky v přímém směru. Toto chování popisuje adhezní kružnice.

### 2.4.1 Kammova - Adhezní kružnice

Adheze, kterou pneumatika poskytuje lze rozdělit do dvou směrů. Prvním směrem je směr odvalování pneumatiky, ve kterém působí hnací a brzdná síla. Druhým směrem je pak boční síla, která se snaží pneumatiku ze své stopy odsunout směrem kolmým ke směru odvalování. V případě, kdy působí zároveň síly ve směru jízdy a boční síly, neleze využít celou adhezní schopnost v obou směrech, ale je nutné ji rozložit mezi tyto dva směry. Vektorový součet sil  $F_x$  a  $F_y$  musí být roven  $F_z \cdot \mu$ . Což je adhezní síla daná součinitelem adheze a zatížením kolmým na podložku ve styku pneumatika - vozovka.



Obrázek 16 - Kammova adhezní kružnice [AUTOR]

Podmínka vycházející z principu popsaného výše musí být sestavena tak aby součet sil v ose x a y nepřesáhl maximální adhezní sílu. Pak dojde ke smyku a ztrátě kontroly nad vozidlem. Tuto podmínku lze popsat pomocí rovnice kružnice, která je upravena pro použití v tomto případě (40)

$$\mu = \sqrt{\mu_x^2 + \mu_y^2} \quad (41)$$

Správněji by měla být použita adhezní elipsa, jelikož adheze dosahovaná v přímém směru je větší než ve směru bočním. To ovšem vyžaduje podrobné charakteristiky pneumatiky. Její popis (42) vychází z rovnice elipsy a je opět upraven pro použití výpočtu adheze. Nicméně její rozdíl není příliš velký a lze jej zanedbat. Proto je používána adhezní kružnice [2].

$$\frac{\mu_x}{c^2} + \frac{\mu_y}{d^2} = 1 \quad (42)$$

## 2.5 Vliv chování kapaliny v nádrži

Pokud nádrž není úplně plná nebo prázdná, při pohybu vozidla jiným než rovnoměrným pohybem, se tekutina v nádrži přelévá. Působí na ni setrvačné síly a přemísťuje se vzhledem k nádrži. Narážením vody o nádrž, působí na stěny silou. Tato síla se přenáší na vozidlo a mění jeho dynamické vlastnosti jako je umístění těžiště zatížení a výsledné působení setrvačných sil. Tyto změny mohou mít zásadní vliv na jízdní stabilitu vozidla.

Aby bylo toto působení co nejmenší, jsou v nádrži umístěny přepážky, vlnolamy, které jej tlumí a zmenšují.

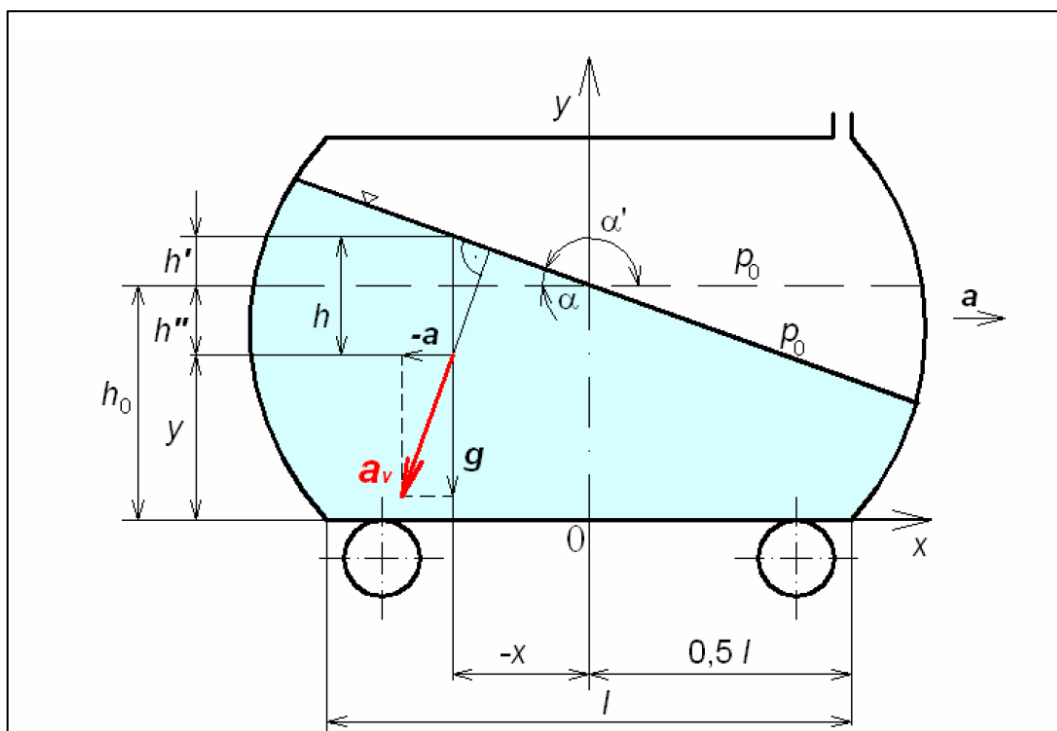
### 2.5.1 Rovnoměrně zrychlený přímočarý pohyb

Při brzdění vozidla s neúplně naplněnou nádrží, působí na tekutinu zrychlení ve směru jízdy  $a_x = a_{br}$  a ve směru svislém působí tíhové zrychlení  $a_y = g$ . Kapalina, se přelévá směrem k přední části vozu. Hladina vody se naklání podle kolmice k výslednici těchto dvou zrychlení  $a_v$  (43).

$$a_v = \sqrt{a_{br}^2 + g^2} \quad (43)$$

Úhel, který svírá mezi sebou vektor zrychlení  $g$  a  $a_v$  je úhel naklonění hladiny při brzdění zpomalením  $a_{br}$ . Jeho výpočet lze provést nejjednodušeji podle vztahu (44), který vychází z funkce tangens.

$$\tan \alpha = \frac{a_{br}}{g} \quad (44)$$



Obrázek 17 - kapalina v relativním klidu, přímočarý, rovnoměrně zrychlený pohyb [4]

Pro další výpočty je nutné znát o kolik se zvýší hladina vody na stěně nádrže.

Využitím rovnice (44) získám tangens úhlu naklonění vodní hladiny a součinem se vzdáleností  $x$  získám přírůstek výšky vodní hladiny ve vzdálenosti  $x$ . Vztah pro výpočet výšky hladiny (45).

$$h' = \frac{a}{g} \cdot x \quad (45)$$

Pro výpočet síly, která působí na stěnu je nutné znát tlak, který na ni působí. Podle vztahu (46) pro výpočet hydrostatického tlaku je dáno, že tlak je přímo úměrný výšce hladiny  $h$ . V našem případě je výška hladiny (47).

$$p = \rho \cdot g \cdot h \quad (46)$$

$$h = h_0 + y \quad (47)$$

Upravený vztah (46) pak má podobu vztahu (48).

$$p = \rho \cdot g \cdot (h_0 + h') \quad (48)$$

Problém je, že po dosazení  $y$  získáme tlak na dně nádrže, který nelze použít, protože hodnota tohoto tlaku nepůsobí po celé ploše stěny. Působí síla je v  $y$

souřadnici těžiště zatěžujícího obrazce. Zatěžující obrazec je trojúhelník s odvěsnou o délce  $h$ , která je vypočítána podle vztahu (47) a přepona svírá úhel s druhou přeponou vypočítaný podle vztahu (45). Výpočet  $y$  souřadnice těžiště zatěžujícího obrazce vypočítám podle vztahu (51). Je zároveň působíštěm síly působící na stěnu nádrže.

$$y_{sT} = \frac{1}{3} \cdot y \quad (49)$$

Tlak působící na stěnu vypočítám pomocí vztahu (52).

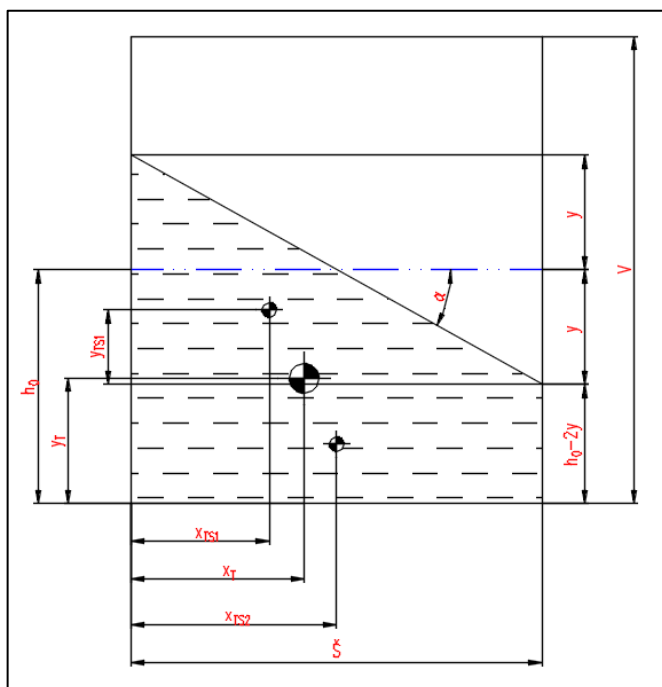
$$p_{sT} = \rho \cdot g \cdot y_{sT} \quad (50)$$

Síla působící na stěnu je pak dána vztahem (53).

$$F_{sT} = S_{sT} \cdot p_{sT} \quad (51)$$

## 2.6 Těžiště kapaliny

Těžiště kapaliny určím ze základních obrazců, ze kterých je složen tvar kapaliny, který v nádrži zaujímá.



Obrázek 18 - schéma rozdělení průřezu kapalinou na základní obrazce [AUTOR]

Z obrázku č. 18 rozdělím profil kapaliny na obdélník a čtverec. Využiji základní znalosti umístění těžišť těchto tvarů.

Umístění těžiště trojúhelníku označený jako  $x_{TS1}$ ,  $y_{TS1}$  se vypočítá pomocí vztahu (52) a (53).

$$x_{TS1} = \frac{\check{S}}{3} \quad (52)$$

$$y_{TS1} = \frac{h_0 - y}{3} \quad (53)$$

Umístění těžiště obdélníku označený jako  $x_{TS2}$ ,  $y_{TS1}$  vypočítám pomocí vztahů (54) a (55).

$$x_{TS2} = \frac{\check{S}}{2} \quad (54)$$

$$y_{TS1} = \frac{h_0 - 2 \cdot y}{2} \quad (55)$$

Výpočet celkového těžiště se provede pomocí vztahu (56) pro  $x_T$  a pro  $y_T$  ze vztahu (57)

$$x_T = \frac{\sum_{i=1}^n S_i \cdot x_{Ti}}{\sum_{i=1}^n S_i} \quad (56)$$

$$y_T = \frac{\sum_{i=1}^n S_i \cdot y_{Ti}}{\sum_{i=1}^n S_i} \quad (57)$$



### 3 Výpočty a posouzení definovaných vlastností

Hodnoty uváděné v této části jsem nejčastěji získal pomocí mnou vytvořeného výpočtového Excelu. Dosazované hodnoty vycházejí z výpočtů získaných právě tímto programem

#### 3.1 Umístění těžiště

Pro výpočet těžiště konkrétního vozidla je nutné znát aktuální zatížení na jednotlivých kolech. Tedy hmotnost, která působí na každé kolo. Tato hmotnost se u každého typu vozidla liší a je závislá na jeho výbavě, stavu provozních kapalin a aktuální posádky. Pro přesné výsledky je nutné provést experimentální měření pomocí vah, které mají k dispozici například celníci. Ti jsou schopni změřit zatížení, které působí na kola.

Musím bohužel vycházet z jiných zdrojů ke zjištění přibližných hodnot. Bohužel nedisponuji potřebnými prostředky pro experimentální měření.

Rozvor	4 090 mm
Rozchod přední náprava	2 034 mm
Rozchod zadní náprava	1 778 mm
Zatížení přední náprava	7 064 kg
Zatížení zadní náprava	10 774 kg
Maximální úhel náklonu zkušební plošiny	31°
Přední pneumatiky	385 / 65 R22,5 BARUM (š <sub>pp</sub> =385 mm)
Zadní pneumatiky (dvoumontáž)	315 / 80 R22,5 BARUM (š <sub>pz</sub> =315 mm)

*Tabulka 3 - technické parametry vozidla potřebné pro výpočet těžiště [AUTOR]*

Údaje, které jsou uvedeny v tabulce výše, vychází z informací poskytnutých společností KOBIT THZ pro vozidlo identické s řešeným.

##### 3.1.1 Výpočet statického zatížení náprav

$$\text{Přední náprava } F_{Z1} = m_1 \cdot g = 69\,297,84 \text{ N}$$

$$\text{Zadní náprava } F_{Z2} = m_2 \cdot g = 105\,692,94 \text{ N}$$

$$\text{Celková tíhová síla } G_V = F_{Z1} + F_{Z2} = 174\,990,78 \text{ N}$$

### 3.1.2 Umístění těžiště vzhledem k nápravám

S použitím vzorců (2) a (3), vypočítám umístění těžiště mezi nápravami.

$$L_2 = \frac{F_{Z1} \cdot L}{G_V} = 1,620 \text{ m}$$

$$L_1 = L - L_2 = 2,470 \text{ m}$$

### 3.1.3 Umístění těžiště vzhledem k podélné ose vozidla

Tento výpočet nebyl proveden z důvodu neznámosti rozložení hmotnosti na pravou a levou stranu kol. Princip tohoto výpočtu jsem popsal v definicích posuzovaných vlastností. Příložený program vytvořený v tabulkovém procesoru Excel dokáže vypočítat odchýlení polohy těžiště od podélné osy vozidla a dále s ním počítat ovlivňované vlastnosti vozidla.

### 3.1.4 Výškové umístění těžiště

Z informace, které plynou z údajů o maximálním náklonu vozidla [příloha B] lze určit přibližnou výšku těžiště vozidla. Podle technických podmínek je stanoveno, že vozidlo třídy S (těžká třída), musí mít minimální úhel bočního naklonění  $27^\circ$  [3]. Z firmy THT Polička je znám údaj o maximálním naklonění plošiny (terénu) a to je  $31^\circ$  pro typově stejné vozidlo CAS 20/4000/240 – S2T T815-2 4x4.2.

Umístění působišť tíhové síly přední nápravy a zadní nápravy předpokládám v podélné ose vozidla. A to z již zmiňovaného důvodu neznámého rozložení zatěžujících sil na každé kolo náprav.

Umístění působišť tíhy přední a zadní nápravy je polovinou rozchodu přední a zadní nápravy.

$$B_{1LT} = \frac{B_1}{2} + \frac{\check{s}_{PP}}{2} = 1,209 \text{ m}$$

$$B_{2LT} = \frac{B_2}{2} + \check{s}_{PZ} = 1,204 \text{ m}$$

Využijí analogie vztahu (18) a aplikují podobnost trojúhelníků pro výpočet odchylky kolmé vzdálenosti od klopné roviny.

$$\Delta B = \frac{B_{1LT} - B_{2LT}}{L} \cdot L_1 = 0,0033 \text{ m}$$

Odchylku sečtu s kolmou vzdáleností působíště zatížení přední nápravy od klopné roviny pomocí vztahu (19).

$$B_{LT} = B_{2LT} + \Delta B = 1,206 \text{ m}$$

$$h_T = \frac{B_{LT}}{\tan \alpha} = \frac{0,941}{\tan 31^\circ} = 2,007 \text{ m}$$

## 3.2 Brzdění

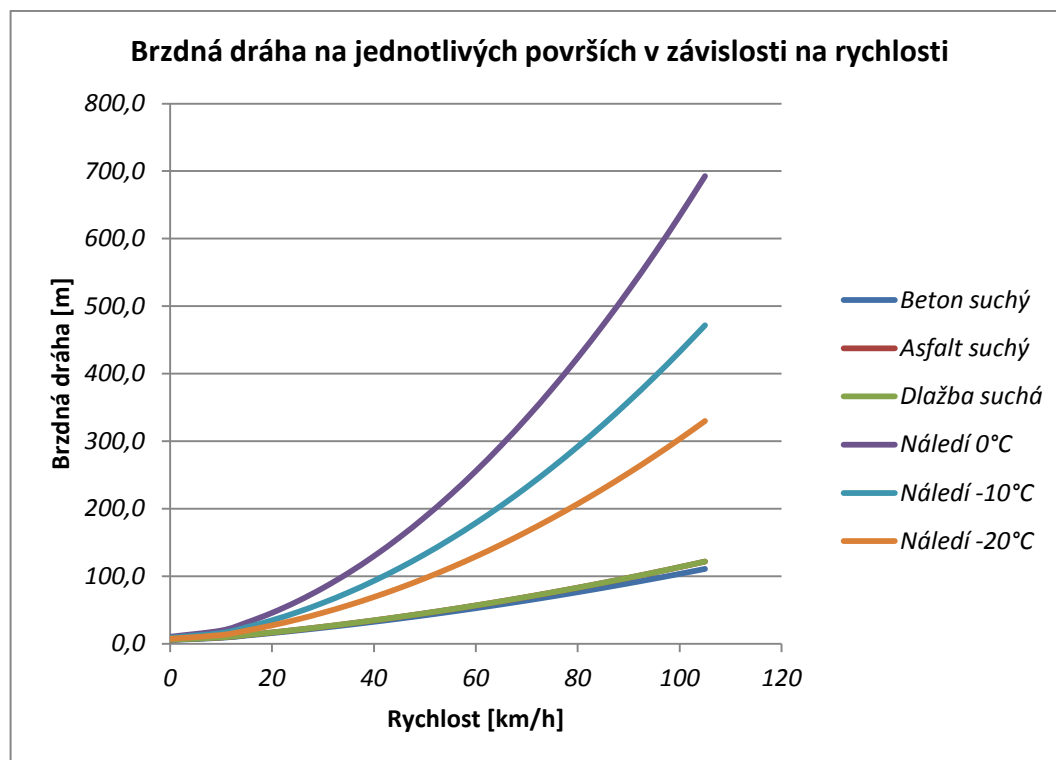
Výpočet maximálního brzdného zpomalení pro vybrané povrchy bude proveden podle vzorce (33).

Pro výpočet maximálního brzdného zpomalení uvažují střední hodnoty součinitele adheze uvedených v tabulce č. 2. Tabulka je převzata ze zdroje [2] a doplněna pro větší názornost o údaje brzdného zpomalení v  $\text{km/h}^2$  a hodnoty brzdné dráhy při brzdění z  $50\text{km/h}$ . Hodnoty brzdného zpomalení jsou střední hodnotou uváděných hodnot z tabulky č. 2.

Typ povrchu	Stav	Součinitel adheze $\mu$ [-]	Brzdné zpomalení [ $\text{ms}^{-2}$ ]	Brzdné zpomalení [ $\text{km/h}^2$ ]	Brzdná dráha z $50\text{km/h}$ [m]
Beton	Suchý	0,90	8,83	31,78	37,3
	Mokrý	0,65	6,36	22,96	41,5
Asfalt	Suchý	0,75	7,36	26,49	39,5
	Mokrý	0,55	5,40	19,42	44,3
Dlažba	Suchá	0,75	7,36	26,49	39,5
	Mokrá	0,40	3,92	14,13	51,0
Náledí	0°C	0,075	0,74	2,65	157,5
	-10°C	0,115	1,13	4,06	111,9
	-20°C	0,35	1,72	6,18	82,6

Tabulka 4 - přehled adhezních vlastností vybraných povrchů [AUTOR]

Pro větší přehlednost vlivu součinitele adheze na brzdné vlastnosti jsem vypracoval graf znázorňující brzdnou dráhu v závislosti na rychlosti a jednotlivých druhů povrchů.



Graf 1 - závislost brzdné dráhy na počáteční rychlosti

Předpokladem pro dosažení těchto hodnot je udržení stálého brzdného účinku brzd na mezi adheze. V praxi bohužel dochází k vadnutí brzd, protože je náročné vznikající teplo účinně odvádět, aby nedocházelo k přehřátí brzdy. Je nutné brzdit mnoha tunové vozidlo a mařit tak velké množství kinetické energie na teplo. Pro představu uvádím v tabulce č. 5 srovnání kinetické energie řešeného hasičského vozidla hmotnostní třídy S s hmotností 17,8 t a osobního vozidla s hmotností 1,5 t pohybující se rychlostí 50 km/h. Výpočet, je založen na vztahu pro výpočet kinetické energie (58).

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (58)$$

Rychlost vozidla	Kinetická energie řešeného hasičského vozidla [MJ]	Kinetická energie osobního vozidla 1,5 t [MJ]
25km/h	0,43	0,04
50km/h	1,72	0,17
75km/h	3,87	0,33
100km/h	6,88	0,58

Tabulka 5 - přehled kinetických energií osobního a hasičského vozidla

Maximální brzdná síla se bude odvíjet od povrchu s nejlepšími adhezními vlastnostmi. Budeme brát úvahu brzdění na betonu se součinitelem adheze  $\mu=0,9$ , pak je brzdné zpomalení  $a_{br} = 8,83 \text{ ms}^{-2}$ . Výpočet je proveden pomocí vztahu (35).

$$F_{br} = a_{br} \cdot m_V = 157\,491,70 \text{ N}$$

Setrvačná síla je reakcí na brzdou sílu a ta způsobí změnu v zatížení náprav, jak je popsáno ve vztahu (36).

$$F_S = F_{br} \qquad F_S = 157\,491,70 \text{ N}$$

Dynamické zatížení přední a zadní nápravy (37) a (38).

$${}^S F_{Z1} = \frac{G_v \cdot L_2 + F_S \cdot h_T}{L} = 140\,817,99 \text{ N}$$

$${}^S F_{Z2} = \frac{G_v \cdot L_1 - F_S \cdot h_T}{L} = 34\,172,79 \text{ N}$$

Brzdné síly na nápravách.

$$B_{Z1} = {}^S F_{Z1} \cdot \mu = 126\,736,19 \text{ N}$$

$$B_{Z2} = {}^S F_{Z2} \cdot \mu = 30\,755,51 \text{ N}$$

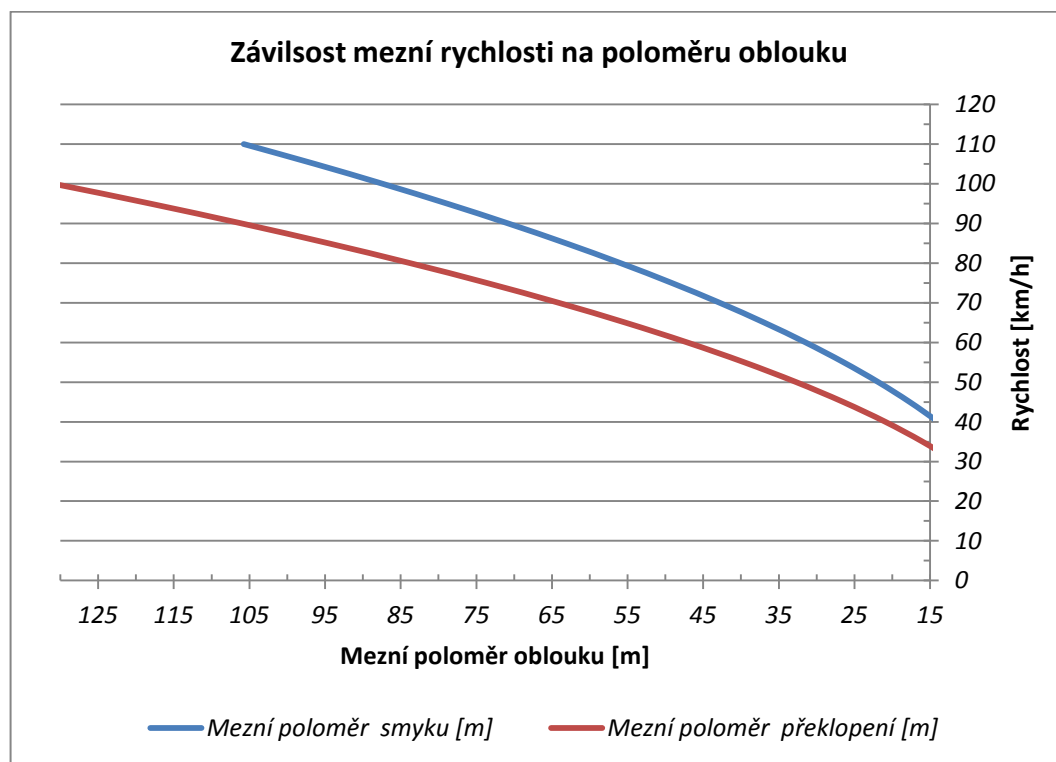
$$i_{br} = \frac{B_{Z2}}{B_{Z1} + B_{Z2}} = \frac{39091,33}{39091,33 + 116210,78} = 0,20$$

Poměr brzdných sil je rozložen v poměru 80:20.

### 3.3 Průjezd obloukem

Výstupem této části je níže uvedený graf č. 2, který popisuje mezní stav překlpení nebo smyku v závislosti na rychlosti a poloměru oblouku, kterým vozidlo projíždí.

Řešené vozidlo má vnější stopový poloměr otáčení 16,5m čímž získávám omezující podmínku pro velikost oblouku.



Graf 2 - závislost mezních stavů na poloměru zatáčky a rychlosti [AUTOR]

Z grafu je na první pohled patrné, že křivka překlacení leží níže než křivka smyku. V případě, že bychom níže umístili těžiště, pak by se křivka překlacení posunula nad křivku smyku. Tento stav je nejčastější u osobních automobilů, která mají nízko položené těžiště.

Se snižující se adhezí však bude tento rozdíl klesat a dojde ke stavu, kdy za stejných podmínek bude teoreticky docházet ke smyku a překlacení. Ze vztahu (26) je jasné že stav, při kterém může dojít ke smyku vozidla, je závislý na adhezi. Kdežto překlacení, podle vztahu (32), není závislé na adhezi. Proto vyvstává otázka, za jakých adhezních podmínek dojde zároveň k překlápění a i smyku. Vztahy (26) a (32) položíme sobě rovny a vyjádřím z nich součinitel adheze  $\mu$ .

$$\frac{m_V \cdot v^2}{G_V \cdot \mu} = \frac{m_V \cdot v^2}{G_V \cdot B_{LT}} \cdot h_T$$

$$\mu = \frac{B_T}{h_T} = \frac{1206,18}{2007,42} = 0,60$$

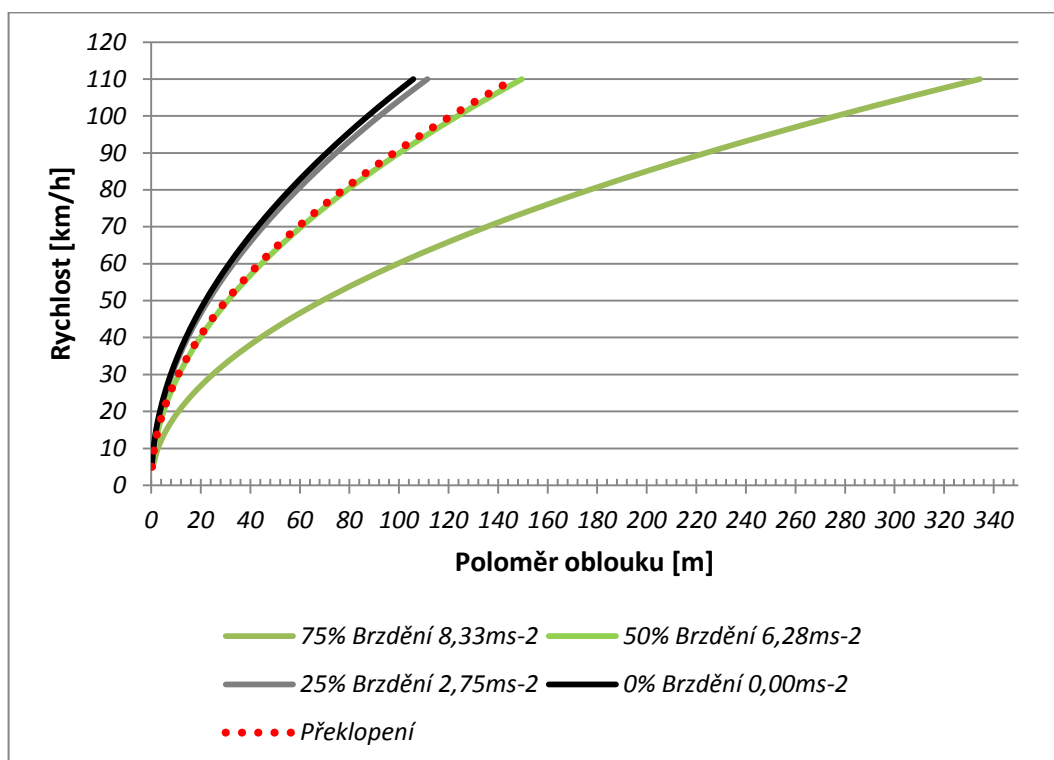
### 3.4 Brzdění v oblouku

Jak už bylo zmíněno v definicích posuzovaných vlastností, je nutné adhezi rozdělit mezi brzdou sílu a sílu odstředivou. V následujících řádcích provedu srovnání maximálních rychlostí průjezdu daných poloměrů oblouku pro případy s brzděním, kde na brzdou sílu bude využito 25, 50 a 75% adheze.

Pomocí adhezní kružnice, ze vztahu (41), jsem vypočítal přibližně dostupnou adhezi pro směry x a y. Procentuální údaj v prvním řádku uvádí kolik adheze je určeno pro přímý směr x.

	100%	75%	50%	25%	0%
$\mu$	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
$\mu_x$	0,90	0,85	0,64	0,28	0,00
$\mu_y$	0,00	0,28	0,64	0,85	0,90

Tabulka 6 - přehled rozdělení adheze podle adhezní kružnice [AUTOR]



Graf 3 – rozdělení adheze při průjezdu obloukem [AUTOR]

Výše uvedený graf č. 3 představuje závislost rychlosti na poloměru oblouku. Každá křivka představuje množinu bodů, které značí při jaké rychlosti a poloměru oblouku, se pohybujeme na mezi adheze. Plocha nad křivkou představuje překročení adheze a ztrátu stability vozidla. Křivka 0% brzdění, představuje čistý průjezd

obloukem bez brzdění. Křivka 100% brzdění není uvedena, protože veškerá adheze by byla použita pro brzdění a došlo by ke smyku. Poloměr oblouku by byl roven nekonečnu a vozidlo se pohybovalo po přímce.

Do grafu jsem zanesl i křivku, která značí překlopení vozidla. Tato křivka je omezující podmínkou pro rychlostní průjezd daným obloukem. Leží těsně nad křivkou 50% brzdění. Lze říci, že bude-li vozidlo projíždět obloukem rychlostí blízké hranici

Pro určení adheze, která je „spotřebována“ na průjezd obloukem na mezi překlopení vozidla využiji opět adhezní kružnici. Pro rychlost 50 km/h, která však může být libovolná, zjistím kritický poloměr oblouku, při kterém dojde k překlopení.

$$R_{krit} = \frac{h_T \cdot v^2}{B_{LT} \cdot g} = \frac{1,565 \cdot 50^2}{0,941 \cdot 9,81 \cdot 3,6^2} = 32,7 \text{ m}$$

Vypočítám odstředivé zrychlení, které působí na vozidlo při průjezdu obloukem při daných hodnotách.

$$a_{krit} = \frac{v^2}{R_{krit}} = \frac{50^2}{26,3 \cdot 3,6^2} = 6,37 \text{ ms}^{-2}$$

Jelikož součinem adheze a gravitačního zrychlení získám přenositelné zrychlení na vozovku, přepočítám odstředivé zrychlení na adhezi v ose y.

$$\mu_y = \frac{a_{krit}}{g} = 0,65$$

Dosazením do adhezní kružnice a vhodnou úpravou zjistím velikost síly „zbývající“ pro směr x.

$$\mu_x = \sqrt{\mu^2 - \mu_y^2} = \sqrt{0,9^2 - 0,65^2} = 0,62$$

Adheze  $\mu_x$  a  $\mu_y$  jsou v poměru 0,4897, kterému odpovídá i poměr rozdělení sil.

Pomocí Excelu jsem vypočítal následující rozdělení adheze podle adhezní kružnice.



	48,97%
$\mu$	0,90
$\mu_x$	0,62
$\mu_y$	0,65

Tabulka 7 - rozdělení adheze na mezi překlopení [AUTOR]

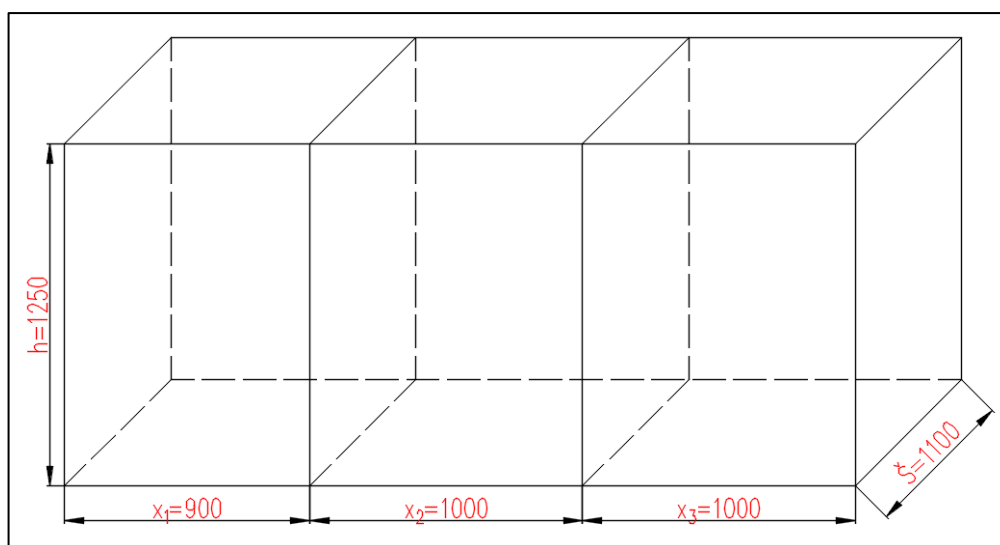
Z tohoto vyplývá, že pohybuje-li se vozidlo na hranici překlopení, součinitel adheze ve směru  $y$  dosahuje hodnot  $\mu_y = 0,65$ . Je využíváno 51,03% dostupné adheze, resp. adhezni síly k zadržení boční síly. Pro brzdění pak lze využít  $\mu_x = 0,62$ .

### 3.5 Výpočet umístění těžiště vozidla při polovičním naplnění nádrže

Nádrž řešeného hasičského vozidla je umístěna nad zadní nápravou. Hlavní prostor nádrže je rozdělen dvěma příčnými přepážkami, které jsou použity jako vlnolamy. Redukují účinek naklánějící se hladiny při brzdění. Z výpočtového hlediska je nádrž rozdělena na tři menší nádrže. Posun těžiště při brzdění bude menší, než v případě, kdy by nádrž rozdělena nebyla.

Změna těžiště nádrže bude mít pravděpodobně největší vliv při 50% zaplnění nádrže. Nádrž totiž neobsahuje podélné vlnolamy a bude docházet k naklonění vodní hladiny po celé šířce nádrže.

Rozměry nádrže jsem fyzicky odměřil na řešeném vozidle a její rozměry jsou tedy spíše odhadnuté. Pro přesné řešení by bylo dobré mít CAD model.



Obrázek 19 - schéma nádrže CAS [AUTOR]

Údaje uváděné níže v tabulce odpovídají tabulce č. 3. Liší se hodnotou maximálního náklonu plošiny a zatížení náprav. Náklon plošiny 33° byl určen pro vozidlo, které má nádrž naplněnou z 50%. Celková hmotnost zkoušeného vozidla je 15 704 kg.

Rozvor	4 090 mm
Rozchod přední náprava	2 034 mm
Rozchod zadní náprava	1 778 mm
Hmotnost vozidla	15 704 kg
Zatížení přední náprava	6 648 kg
Zatížení zadní náprava	9 056 kg
Maximální úhel náklonu zkušební plošiny	33°
Přední pneumatiky	385 / 65 R22,5 BARUM (š <sub>pp</sub> =385 mm)
Zadní pneumatiky (dvoumontáž)	315 / 80 R22,5 BARUM (š <sub>pz</sub> =315 mm)

*Tabulka 8 - technické parametry vozidla při 50% naplnění nádrže [AUTOR]*

Provedu výpočet změny těžiště při statickém působení sil vozidla za klidu. Využiji přitom stejných vzorců jako při výpočtu při 100% naplnění nádrže, (2), (3), (18), (19).

$$L_{150\%} = L - L_{250\%} = 2,359 \text{ m}$$

$$L_{250\%} = \frac{F_{Z150\%} \cdot L}{G_{V50\%}} = 1,731 \text{ m}$$

$$\Delta B_{50\%} = \frac{B_{1LT} - B_{2LT}}{L} \cdot L_{150\%} = 0,00238 \text{ mm}$$

$$B_{LT50\%} = B_{2LT} + \Delta B_{50\%} = 1,20633 \text{ mm}$$

$$h_{T50\%} = 1,858 \text{ m}$$

V tabulce níže uvádím rychlý přehled změn hodnot těžiště. Kladná hodnota  $\Delta$  vyjadřuje zvýšení výšky těžiště nebo posunutí směrem k přední nápravě. Záporná hodnota  $\Delta$  vyjadřuje snížení výšky těžiště nebo posunutí těžiště k zadní nápravě.

	<b>100%</b>	<b>50%</b>	<b><math>\Delta</math></b>
<b><math>h_{T50\%}</math></b>	2 007 mm	1 858 mm	-149 mm
<b><math>L_{150\%}</math></b>	2 470 mm	2 359 mm	111 mm
<b><math>L_{250\%}</math></b>	1 620 mm	1 731 mm	

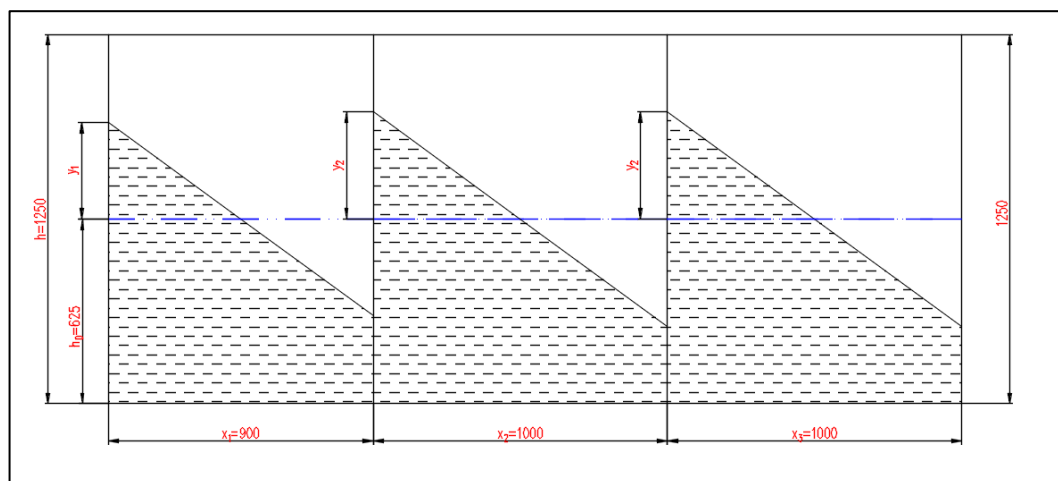
*Tabulka 9 - přehled pozice těžišť při zvoleném naplnění nádrže [AUTOR]*

### 3.5.1 Síly působící při brzdění na nádrž při naplnění 50%

Naklonění hladiny je závislé na brzděném zpomalení, které lze dosáhnout. To je omezeno adhezními vlastnostmi povrchu vozovky. Budu-li předpokládat, parametry brzděných zpomalení uvedených v tabulce č. 4, bude vodní hladina v nádrži dosahovat níže uvedených náklonů, které byly vypočítány ze vztahu (44).

Brzděné zpomalení [ $\text{ms}^{-1}$ ]		Úhel naklonění hladiny [ $^{\circ}$ ]
Beton - suchý	8,83	41,99
Asfalt - Suchý	7,36	36,87
Náledí - 0°C	0,74	4,29

Tabulka 10 - naklonění hladiny při brzdění na vybraných površích [AUTOR]



Obrázek 20 - schéma bočního pohledu na nádrž při brzdění  $8,83\text{ms}^{-2}$ , s uvedenými rozměry [AUTOR]

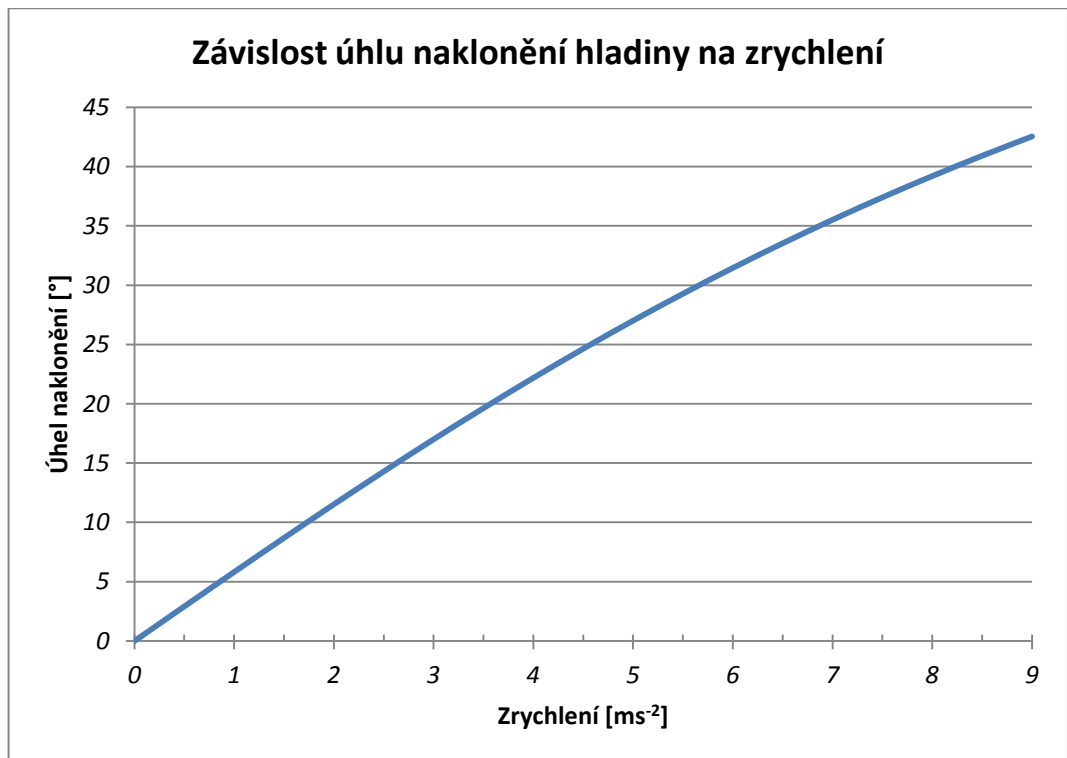
Výpočet přírůstku výšky hladiny v jednotlivých částech pomocí aplikace vztahu (45) pro  $a_{br} = 8,83\text{ms}^{-1}$ .

$$y_1 = \frac{a_{br}}{g} \cdot \frac{x_1}{2} = \frac{8,83}{9,81} \cdot \frac{900}{2} = 405 \text{ mm}$$

$$y_2 = \frac{a_{br}}{g} \cdot \frac{x_2}{2} = \frac{8,83}{9,81} \cdot \frac{1000}{2} = 450 \text{ mm}$$

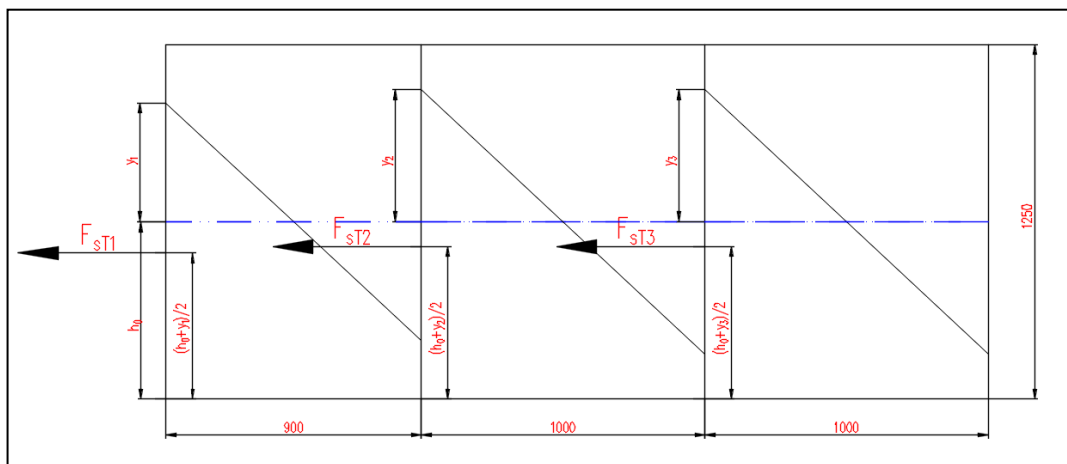
$$y_3 = \frac{a_{br}}{g} \cdot \frac{x_3}{2} = \frac{8,83}{9,81} \cdot \frac{1000}{2} = 450 \text{ mm}$$

Pro přehled uvádím graf, který zobrazuje závislost úhlu naklonění hladiny na brzděném nebo odstředivém zrychlení.



Graf 4 - závislost úhlu naklonění hladiny na zrychlení [AUTOR]

Pro zajímavost uvádím výpočet sil působících na stěny nádrže se schematickým obrázkem znázorňující jejich umístění.



Obrázek 21 - schéma bočního pohledu s vyznačenými místy působení sil [AUTOR]

Výpočet síly působící na stěny nádrže podle vztahu (51) pro  $a_{br} = 8,83ms^{-1}$ .

$$F_{sT1} = \rho \cdot g \cdot \left( \frac{h_0 + y_1}{2} \right) \cdot (h_0 + y_1) \cdot \check{s}$$

$$F_{sT1} = 1000 \cdot 9,81 \cdot \left( \frac{0,625 + 0,405}{2} \right) \cdot (0,625 + 0,405) \cdot 1,1$$

$$F_{sT1} = 5\,724,60\,N$$

$$F_{sT2} = \rho \cdot g \cdot \left( \frac{h_0 + y_2}{2} \right) \cdot (h_0 + y_2) \cdot \bar{s}$$

$$F_{sT2} = 1000 \cdot 9,81 \cdot \left( \frac{0,625 + 0,45}{2} \right) \cdot (0,625 + 0,45) \cdot 1,1$$

$$F_{sT2} = 6\,235,77\,N$$

Síla působící na třetí stěnu nádrže (druhý vlnolam) je stejná jako u druhé stěny, protože jejich rozměry jsou totožné.

$$F_{sT2} = F_{sT3} = 6\,235,77\,N$$

Celkový součet sil, který působí na nádrž

$$F_{sT} = F_{sT1} + F_{sT2} + F_{sT3} = 5724,60 + 6235,77 + 6235,77 = 18\,196,13\,N$$

Graf uvedený níže zobrazuje závislost celkové síly způsobené nárůstem výšky vodní hladiny na celou nádrž.

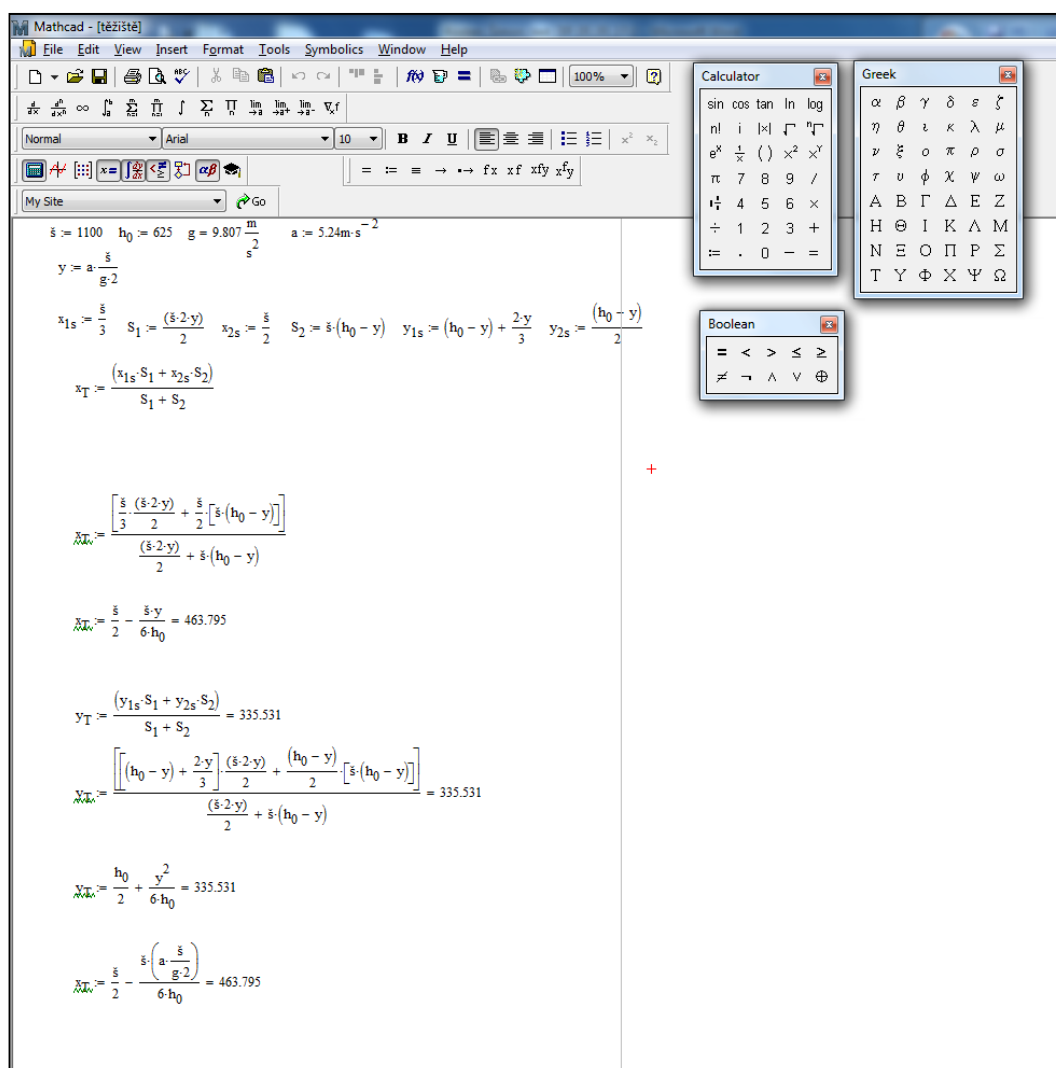


Graf 5 - závislost síly působící na nádrž při různém zrychlení [AUTOR]

### 3.5.2 Posunutí těžiště nádrže při brzdění s 50% naplněním vodou

Pro výpočet jsem nádrž rozdělil na tři samostatné části, pro něž jsem určil těžiště. Pak jsem provedl výpočet, ve kterém jsem vypočítal z dílčích těžišť těžiště celkové. Níže uvedené výpočty platí pro  $a_{br} = 8,83ms^{-1}$ .

Vztah pro určení pozice těžiště vychází ze vztahů (56) a (57). Odvození níže uvedených vztahů pro výpočet jsem odvodil v programu Mathcad 14.



Obrázek 22 - výpočtový program těžiště v Mathcad 14 [AUTOR]

Upravený vztah pro výpočet těžiště první dílčí nádrž.

$$x_{sT1} = \frac{x_1}{2} - \frac{\check{s} \cdot y_1}{3 \cdot h_0} = 353 \text{ mm}$$

$$y_{sT1} = \frac{h_0}{2} + \frac{y_1^2}{6 \cdot h_0} = 356 \text{ mm}$$

Upravený vztah pro výpočet těžiště druhou dílčí nádrž.

$$x_{sT2} = \frac{x_2}{2} - \frac{\check{S} \cdot y_2}{3 \cdot h_0} + x_1 = 1\,280 \text{ mm}$$

$$y_{sT2} = \frac{h_0}{2} + \frac{y_2^2}{6 \cdot h_0} = 367 \text{ mm}$$

Upravený vztah pro výpočet těžiště třetí dílčí nádrž.

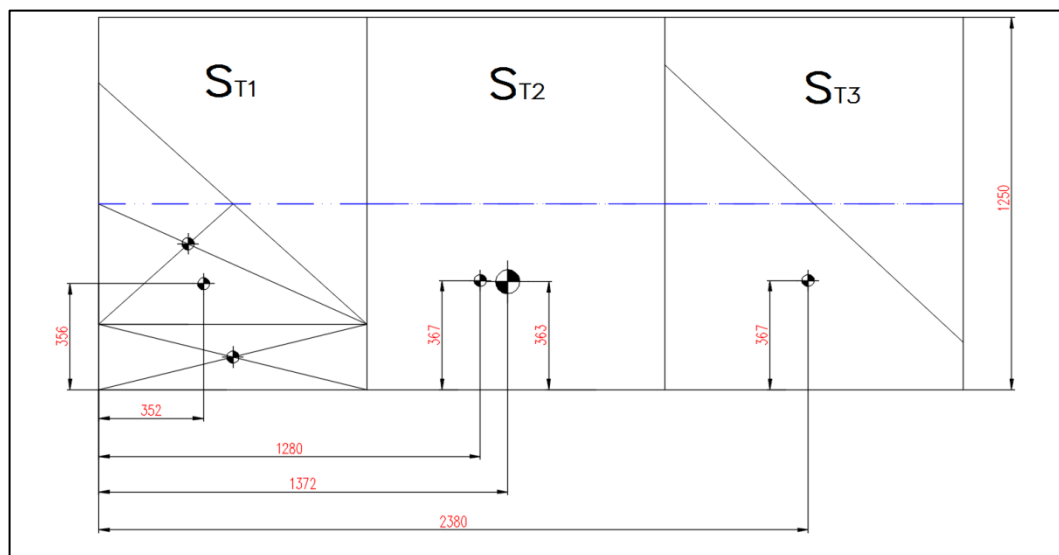
$$x_{sT3} = x_{sT2} + x_2 = 2\,380 \text{ mm}$$

$$y_{sT2} = y_{sT3} = 367 \text{ mm}$$

Výsledné těžiště celkové nádrže.

$$x_{sT} = \frac{x_{sT1} \cdot S_{T1} + x_{sT2} \cdot S_{T2} + x_{sT3} \cdot S_{T3}}{S_{T1} + S_{T2} + S_{T3}} = 1\,372 \text{ mm}$$

$$y_{sT2} = \frac{y_{sT1} \cdot S_{T1} + y_{sT2} \cdot S_{T2} + y_{sT3} \cdot S_{T3}}{S_{T1} + S_{T2} + S_{T3}} = 363 \text{ mm}$$



Obrázek 23 - umístění těžišť [AUTOR]

Pro výpočet těžiště nádrže při brzdění aktuálně zadanou hodnotou zpomalení jsem vytvořil výpočtovou tabulku v Excelu.

Výpočet těžiště nádrže vozidla CAS 20 / 4000 / 240 S2T T815R55 při brzdění						
		Nádrž 1	Nádrž 2	Nádrž 3	CELKEM	
Brzdné zpomalení	$a_{br}$	8,83	8,83	8,83	8,83	$ms^{-2}$
Šířka nádrže	$\bar{s}$	900	1000	1000	2 900	mm
Výška vodní hladiny	$h_0$	625	625	625	625	mm
Délka nádrže	$l$	1100	1100	1100	1 100	
Přírůstek hladiny	$y$	405	450	450	-	mm
Výška vodní hladiny	$h$	1030	1075	1075	-	mm
Plocha trojúhelníku	$S_1$	364 541	450 051	450 051	1 264 643	$mm^2$
Plocha obdélníku	$S_2$	197 959	174 949	174 949	547 857	$mm^2$
Umístění těžiště v ose x	$x_T$	353	1280	2380	1 372	mm
Umístění těžiště v ose y	$y_T$	356	367	367	363	mm
Síla působící na stěnu	$F_{sT}$	5 724,60	6 235,77	6 235,77	18 196,13	N

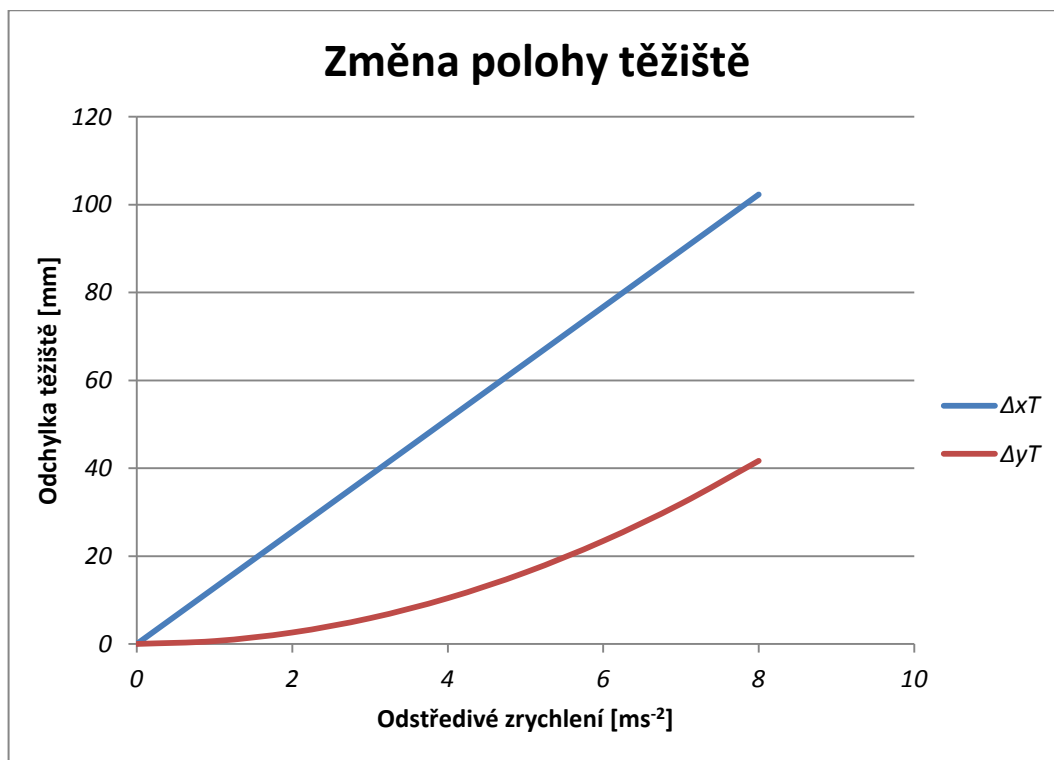
Obrázek 24 - tabulka výpočtů z Excelu pro výpočet posunutí těžiště při brzdění [AUTOR]

Vytvořil jsem další tabulku, ve které jsou uvedeny vybrané hodnoty popisující změnu polohy těžiště při různých brzdných zpomaleních. Kladné hodnoty popisují zvýšení polohy těžiště a posunutí těžiště směrem k přední nápravě vozidla.

Přehled posunutí těžiště nádrže vozidla CAS 20 / 4000 / 240 S2T T815R55 při brzdění										
Brzdné zpomalení	$a_{br}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Umístění těžiště v ose x	$x_T$	1 484	1 472	1 459	1 446	1 433	1 421	1 408	1 395	1 382
Umístění těžiště v ose y	$y_T$	313	313	315	318	323	329	336	344	354
Odchylka od umístění	$\Delta x_T$	0	13	26	38	51	64	77	90	102
Odchylka od umístění	$\Delta y_T$	0	1	3	6	10	16	23	32	42
Síla působící na stěnu	$F_{sT}$	6 322,85	7 359,11	8 474,14	9 667,95	10 940,52	12 291,87	13 721,99	15 230,88	16 818,54

Obrázek 25 - přehled hodnot posunu těžiště při brzdění [AUTOR]



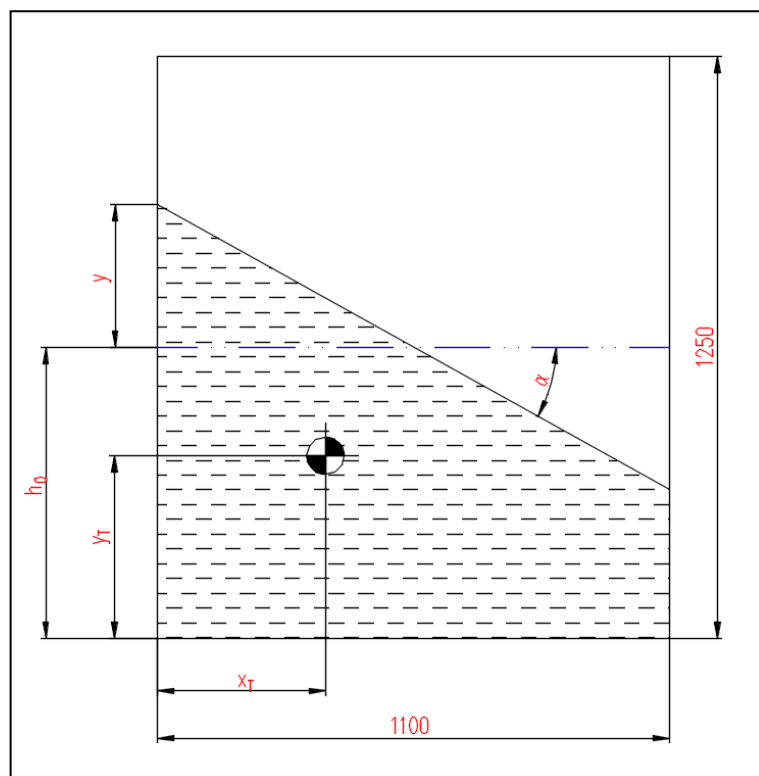


Graf 6 - závislost posunu těžiště na brzděném zrychlení [AUTOR]

### 3.5.3 Posunutí těžiště nádrže při průjezdu zatáčkou s 50% zaplněním vodou

Průjezd obloukem vytváří dostředivé a odstředivé zrychlení. Odstředivé zrychlení je reakcí na dostředivé zrychlení a působí na kapalinu, která se bude přemisťovat směrem ven ze zatáčky a bude se hromadit na vnější straně nádrže. Její přemístění bude měnit těžiště vody v nádrži.

Výpočty jsou provedeny ve stejném duchu jako v případě posunu těžiště při brzdění. Pouze se změnila rovina pohledu z podélného na příčný.



Obrázek 26 - schéma stavu hladiny při průjezdu zatáčkou [AUTOR]

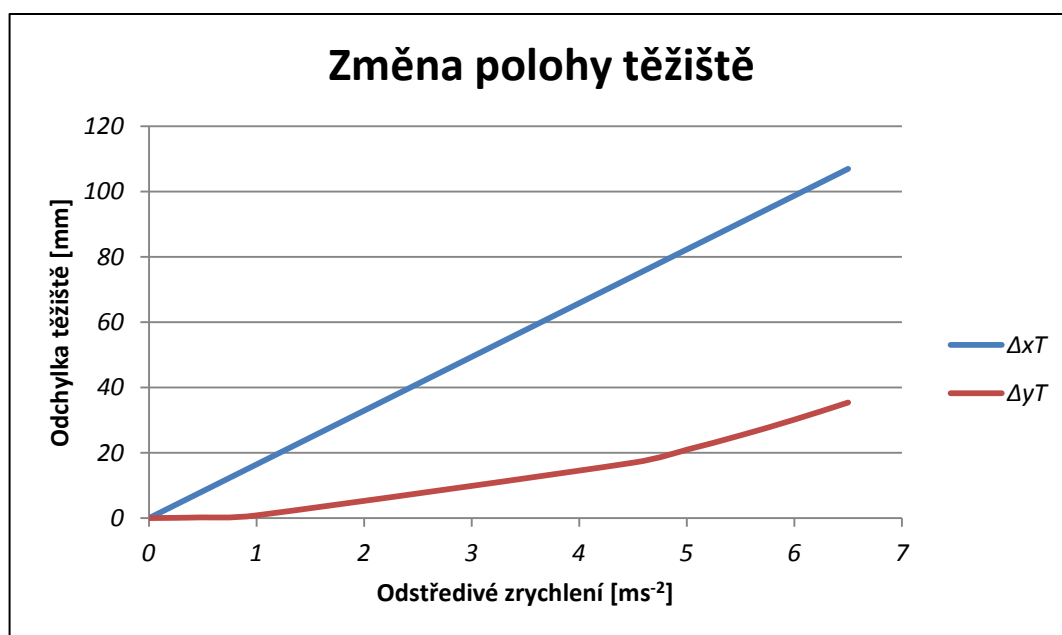
Změny těžiště jsem vypočítal v Excelu pomocí tabulky, jejíž náhled jsem uvedl níže. Hodnoty odchylky umístění těžiště jsou uvedeny v absolutních hodnotách, protože představují vychýlení od původní polohy. Hodnota výšky těžiště bude narůstat a hodnota  $x$  polohy těžiště se bude měnit v závislosti na tom, jestli je zatáčka pravotočivá nebo levotočivá. V tomto případě je počítáno s pravotočivou zatáčkou.

Výpočet těžiště nádrže vozidla CAS 20 / 4000 / 240 S2T T815R55 při průjezdu zatáčkou									
Brzdné zpomalení	$a_{br}$	0	0,5	1	4,5	5	5,5	6	6,5 ms-2
Šířka nádrže	$\bar{s}$	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100 mm
Výška vodní hladiny	$h_0$	625	625	625	625	625	625	625	625 mm
Délka nádrže	$l$	2900	2900	2900	2900	2900	2900	2900	2900 mm
Přírůstek hladiny	$y$	0	28,03	56,07	252,29	280,33	308,36	336,39	364,42 mm
Výška vodní hladiny	$h$	625	653,03	681,07	877,29	905,33	933,36	961,39	989,42 mm
Plocha trojúhelníku	$S_1$	0	30835,882	61671,764	277522,94	308358,82	339194,7	370030,58	400866,46 mm <sup>2</sup>
Plocha obdélníku	$S_2$	687500	656664,12	625828,24	409977,06	379141,18	348305,3	317469,42	286633,54 mm <sup>2</sup>
Umístění těžiště v ose $x$	$x_T$	550	542	534	476	468	460	451	443 mm
Umístění těžiště v ose $y$	$y_T$	313	313	313	329	333	338	343	348 mm
Odchylka od umístění	$\Delta x_T$	0,00	8,22	16,45	74,01	82,23	90,45	98,67	106,90 mm
Odchylka od umístění	$\Delta y_T$	0,00	0,21	0,84	16,97	20,96	25,36	30,18	35,41 mm
Síla působící na stěnu	$F_{sTB}$	5556,45	6066,06	6598,03	10947,80	11658,62	12391,80	13147,33	13925,22 N

Obrázek 27 - tabulka výpočtů z Excelu pro výpočet posunutí těžiště při průjezdu zatáčkou [AUTOR]

Graf č. 7 popisuje závislost změny těžiště na odstředivém zrychlení. Tuto závislost jsem vybral, protože odstředivé zrychlení je definováno poloměrem a rychlostí. Zahrnuje tedy různé varianty průjezdu zatáčkou o různých poloměrech, různými rychlostmi při stejné odstředivé síle (odstředivém zrychlení). Údaje uvedené v grafu jsou v absolutních hodnotách. Vždy půjde o nárůst výšky těžiště a posunutí směrem od centrální osy.

Síla působící na stěnu nádrže je spíše informativní hodnota, která nemá na jízdní dynamiku vliv. Je důležitá pro konstrukci nádrže.



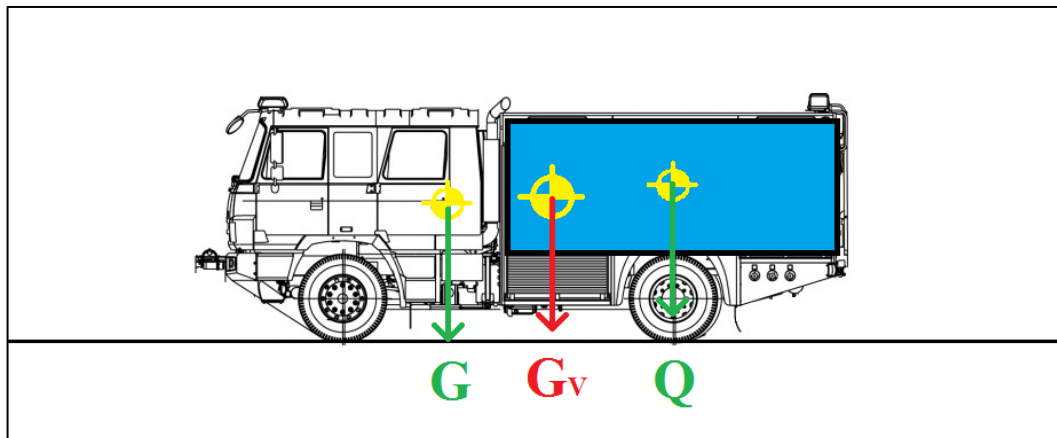
Graf 7 - závislost změny polohy těžiště na odstředivém zrychlení [AUTOR]



Graf 8 - průběh síly působící na stěnu v závislosti na odstředivém zrychlení [AUTOR]

### 3.5.4 Posunutí těžiště celého vozidla při brzdění a průjezdu zatáčkou

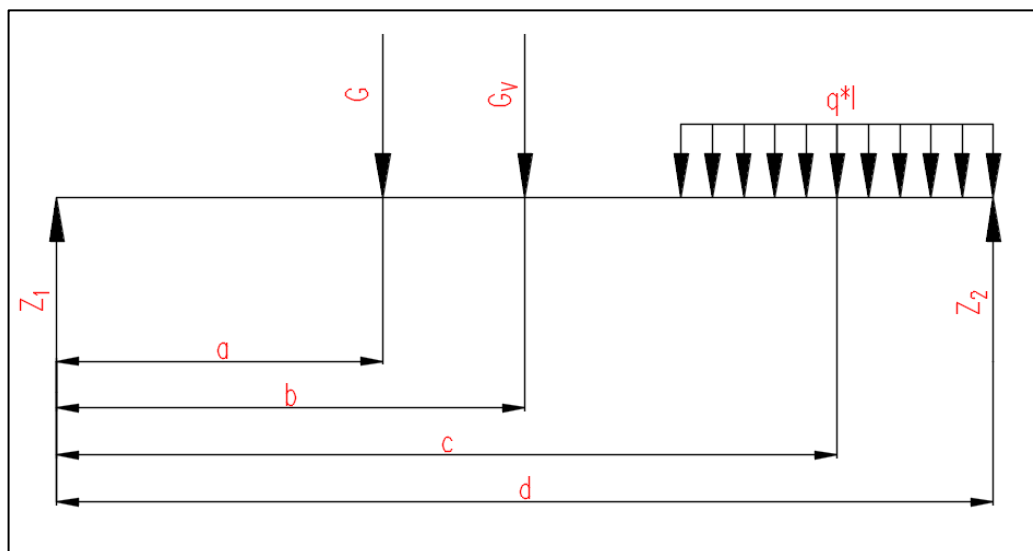
Pro tento výpočet bude vozidlo rozděleno na dva objekty. První objekt je vozidlo bez naplněné nádrže a druhý objekt je samotná vodní náplň.



Obrázek 28 - schéma rozdělení vozidla na dva objekty [AUTOR]

Pro tento postup výpočtu je nutné znát těžiště prázdného vozidla. Protože neznám hodnoty umístění těžiště prázdného vozidla, budu muset je odhadnout na základě známých hodnot.

Mým předpokladem pro odhad je lineární změna polohy těžiště stojícího vozidla. Důkazem mi je zjednodušený model vozidla, který představuje jednoduchý nosník, který je zatížen silami a jedním spojitým zatížením. Síly představují statické reakce na vozidlo, spojitě zatížení představuje kapalinu v nádrži.



Obrázek 29 - model zatížení vozidla v podobě nosníku [AUTOR]

Sestavením momentové věty a vyjádřením rozměru  $b = x_T$ , vzdálenost těžiště od přední nápravy  $Z_1$  ověřuji, že závislost na hodnotě spojitého zatížení je lineární. Spojité zatížení ve výpočtu nahrazuji silou  $Q = q \cdot l$ . Hodnota  $q$  je funkcí výšky hladiny a představuje měrnou hodnotu zatížení na délkový rozměr.  $q = \frac{N}{m}$ .

$$\begin{aligned} Z_1 M: -G \cdot a - G_V \cdot b - (q \cdot l) \cdot c + Z_2 \cdot d &= 0 \\ -G_V \cdot b &= G \cdot a + (q \cdot l) \cdot c - Z_2 \cdot d \\ b = x_T &= \frac{Z_2 \cdot d - G \cdot a - (q \cdot l) \cdot c}{G_V} \end{aligned}$$

Hodnota spojitého zatížení leží  $q \cdot l$  v čitateli odvozeného vztahu, tedy závislost je lineární.

Bude li docházet ke změně těžiště během brzdění, bude se měnit hodnota  $c$ , která představuje  $x$  souřadnici těžiště kapaliny. Opět tato proměnná leží v čitateli a její změna bude mít lineární vliv na polohu výsledného těžiště.

Mým dalším předpokladem tedy je, že pokud se výška těžiště posunula o hodnotu  $\Delta$  při poklesu o 50%, musí při dalším stejném poklesu se výsledná hodnota posunout o  $2 \cdot \Delta$ .

	100%	50%	$\Delta$	$2 \Delta$	0%
$h_T$	2 007 mm	1 858 mm	-149 mm	-298 mm	1 709 mm
$L_1$	2 470 mm	2 359 mm	111 mm	222 mm	2 248 mm
$L_2$	1 620 mm	1 731 mm	-111 mm	-222 mm	1 842 mm

Tabulka 11 - přehled hodnot polohy těžiště pro vybraná naplnění nádrže [AUTOR]

Znám polohu těžiště vozidla při stavu, kdy je vodní nádrž plně naplněná a kdy je prázdná. Jelikož jsem ověřil, že změna probíhá lineárně, můžu vypočítat, o kolik se změní poloha těžiště při změně těžiště kapaliny v nádrži. Víím, že hladina v nádrži může dosahovat maximálně výšky  $h = 1\,250\text{ mm}$ . Maximální posunutí těžiště v ose  $x$  a  $y$  může dosahovat hodnot  $\Delta x_{TD} = 222\text{ mm}$ ,  $\Delta h_{Tmax} = 298\text{ mm}$ . Posunutí těžiště celého vozidla při průjezdu zatáčkou.

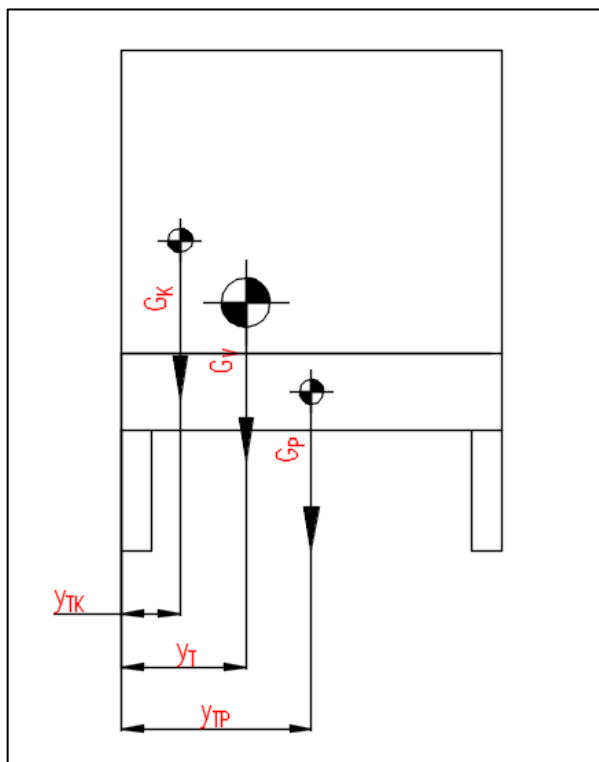
$$\Delta x_{TD} = \frac{222}{1\,250} = 0,1776\text{ mm}$$

$$\Delta h_{TD} = \frac{298}{1\,250} = 0,2384 \text{ mm}$$

Výpočet bočního posunu těžiště vychází z náčrtu a sestavení momentové rovnice, která předpokládá, že součet sil  $G_K + G_P = G_V$ .

$$M: G_V \cdot y_T - G_K \cdot y_{TK} + G_P \cdot y_{TP} = 0$$

$$y_T = \frac{G_K \cdot y_{TK} + G_P \cdot y_{TP}}{G_V}$$



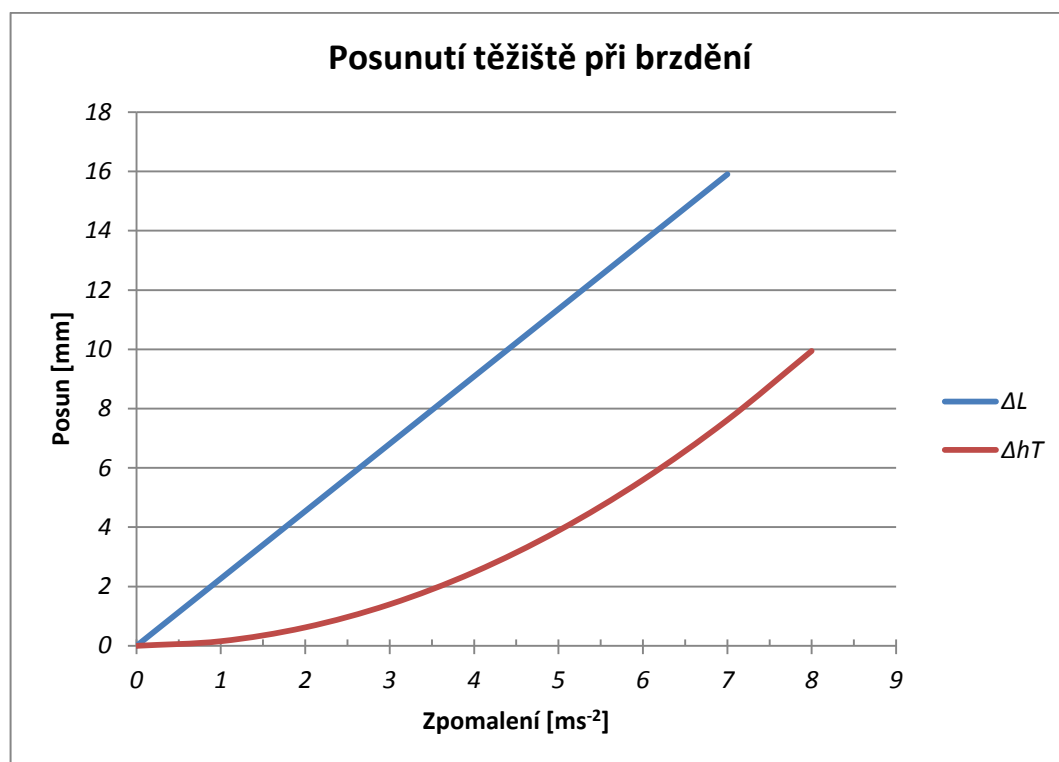
Obrázek 30 - schéma výpočtu bočního posunutí těžiště [AUTOR]

V Excelu jsem vytvořil tabulku, která uvádí přehled posunutí těžiště při brzdění a při průjezdem zatáčkou.

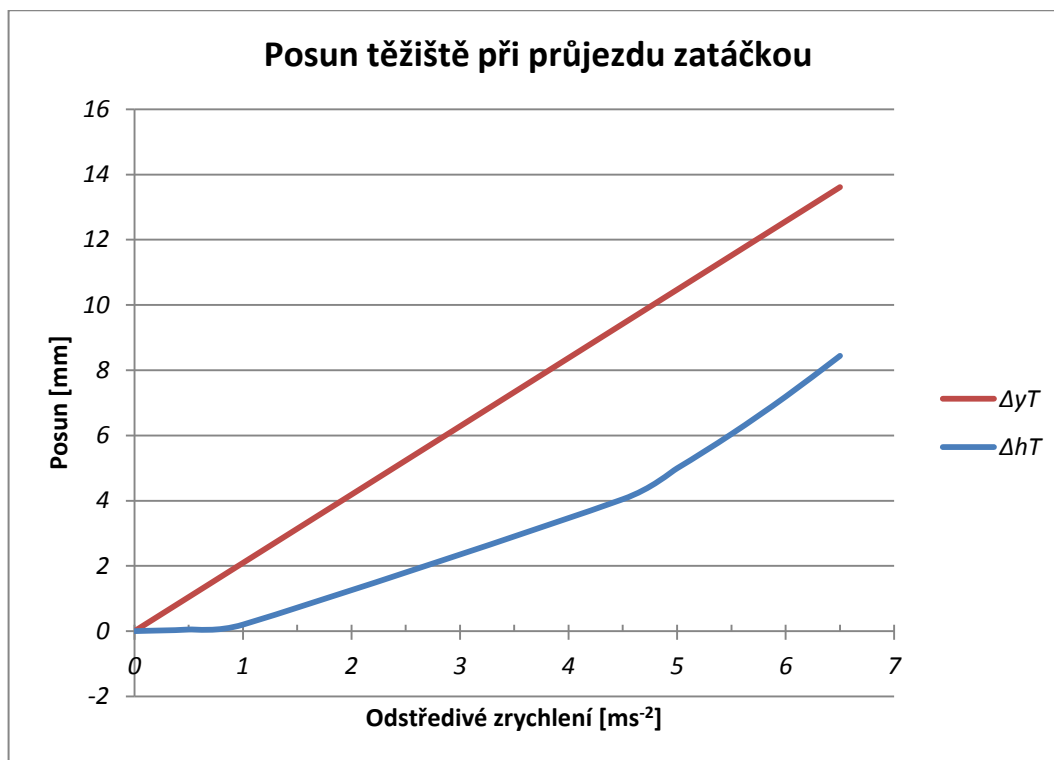
Brzdění										
Brzdné zpomalení	$a_{br}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Odchylka od umístění	$\Delta x_{TK}$	0	13	26	38	51	64	77	90	102
Odchylka od umístění	$\Delta h_{TK}$	0	1	3	6	10	16	23	32	42
Vzdálenost těžiště od přední nápravy	$L_1$	2 359	2 357	2 354	2 352	2 350	2 348	2 345	2 343	2 341
Vzdálenost těžiště od zadní nápravy	$L_2$	1 731	1 733	1 736	1 738	1 740	1 742	1 745	1 747	1 749
Výška těžiště	$h_T$	1 858,00	1 858,16	1 858,62	1 859,40	1 860,49	1 861,89	1 863,59	1 865,62	1 867,95
Posunutí těžiště mezi nápravami	$\Delta L$	0,00	2,27	4,54	6,81	9,09	11,36	13,63	15,90	18,17
Výškové posunutí těžiště	$\Delta h_T$	0,00	0,16	0,62	1,40	2,49	3,89	5,59	7,62	9,95
Průjezd zatáčkou										
Odstředivé zrychlení	$a_{br}$	0	0,5	1	4,5	5	5,5	6	6,5	
Odchylka od umístění	$\Delta y_{TK}$	0,00	8,22	16,45	74,01	82,23	90,45	98,67	106,90	
Odchylka od umístění	$\Delta h_{TK}$	0,00	0,21	0,84	16,97	20,96	25,36	30,18	35,41	
Výška těžiště	$h_T$	1858	1858,05	1858,2	1862,047	1862,996	1864,045	1865,194	1866,443	
Výškové posunutí těžiště	$\Delta h_T$	0,00	0,05	0,20	4,05	5,00	6,04	7,19	8,44	
Boční posun těžiště	$\Delta y_T$	0	1,05	2,09	9,43	10,47	11,52	12,57	13,61	

Obrázek 31 - přehled hodnot posunutí těžiště pro průjezd zatáčkou a brzdění [AUTOR]

Posunutí těžiště při brzdění a průjezdem zatáčkou zobrazím také v grafech.



Graf 9 - posunutí těžiště při brzdění [AUTOR]



Graf 10 - posunutí těžiště při průjezdu zatáčkou [AUTOR]

### 3.5.5 Vliv posunutí těžiště na jízdní vlastnosti vozidla

Tabulka níže popisuje maximální změnu polohy těžiště při pohybu vozidla na mezi adheze při brzdění a na hranici překlpení.

Brzdění na mezi adheze představuje stav, kdy vozidlo zpomaluje brzdným zpomalením  $a_{br} = 8,83 \text{ ms}^{-2}$ . Tohoto brzdného zpomalení je možné dosáhnout na vozovce s mezí adheze  $\mu = 0,9$ . Tabulka níže zobrazuje srovnání hodnot před začátkem brzdění a během brzdění.

	$a_{br} = 0 \text{ ms}^{-2}$ .	$a_{br} = 8,83 \text{ ms}^{-2}$ .	$\Delta$
$h_T$	1 858 mm	1 870 mm	12 mm
$L_1$	2 359 mm	2 339 mm	20 mm
$L_2$	1 731 mm	1 751 mm	20 mm
Poměr brzdných sil	83:17	83:17	0

Tabulka 12 – srovnání změn výpočtů před a po započítání změny těžiště

Jelikož došlo k velmi malému posunutí těžiště celého vozidla, nezměnilo se ani rozložení poměru brzdných sil oproti výpočtu, který s posunem těžiště nepočítal.



Projíždí-li vozidlo s poloplnou nádrží zatáčkou na hranici překlopení, pak na něj působí odstředivé zrychlení  $a_{od} = 6,37 \text{ ms}^{-2}$ . To představuje například průjezd zatáčkou o poloměru 30,28 m rychlostí 50 km/h. Jelikož při průjezdu se změní poloha těžiště vozidla, je nutné provést kontrolu, o kolik se změní maximální průjezdná rychlost vozidla. Tabulka níže zobrazuje přehled hodnot před započítáním změny polohy těžiště a po změně.

	Bez změny polohy	Se změnou polohy	$\Delta$
$h_T$	1 858 mm	1 866 mm	8 mm
$\Delta y_T$	0 mm	13 mm	13 mm
$R_{krit}$	30,28 m	30,28 m	0 m
$v_{max}$	50 km/h	49,51 km/h	0,49 km/h

*Tabulka 13 - srovnání změn výpočtů před a po započítání změny těžiště*

Poloha těžiště před započítáním změny vlivem pohybu kapaliny je uprostřed vozidla, tedy leží v podélné ose vozidla. Změna polohy celého vozidla podle výpočtů má velmi malý vliv na průjezdnou rychlost vozidla zatáčkou.

## 4 Vyhodnocení a doporučení

Na základě mých výpočtů můžu stanovit polohu těžiště vozidla, které stojí v klidu, při různých stavech naplnění hlavní nádrže na vodu. Ze zadaných údajů jsem předpokládal umístění těžiště v podélné ose vozidla, tedy v tabulce není uvedena jeho hodnota.

	Naplnění hlavní nádrže			Rozdíl mezi 100 a 0%
	100%	50%	0%	
$h_T$	2 007 mm	1 858 mm	1 709 mm	298 mm
$L_1$	2 470 mm	2 359 mm	2 248 mm	222 mm
$L_2$	1 620 mm	1 731 mm	1 842 mm	

*Tabulka 14 - srovnání změny polohy těžiště na základě změny naplnění hlavní nádrže*

Pro zjištění těchto hodnot bylo vozidlo rozděleno na dvě části. První část představuje pevné části vozidla, které mají těžiště na stejné pozici bez ohledu na vnější působící síly. Druhá část představuje kapalinu, kterou je naplněna hlavní nádrž a poloha těžiště kapaliny se mění podle působení vnějších sil vznikající brzděním a odstředivým zrychlením. Je nutné podotknout, že hlavní nádrž je rozdělena na část pro vodu a pěnídlo. Část pro pěnídlo jsem si dovolil zanedbat, jelikož její objem je 240 litrů a v porovnání s hlavní nádrží, která má 4000 litrů se jedná o objem 6% hlavní nádrže, proto jsem si dovolil ji zanedbat.

Důležité zjištění plynoucí z výpočtů je, že vozidlo má tendenci se při průjezdu zatáčkou překlápět. Jelikož rozdíl mezi mezním poloměrem překlacení a smyku je na asfaltu téměř 27%, překlacení přijde bez varování. Názorně o tom vypovídá o tom graf č. 2 uvedený v práci. Pohyb vozidla s plně naplněnou cisternou na mezi překlacení využívá 51% dostupné adheze. Zbývající adheze by mohla být využita buď pro trakci, nebo brzdění. Jiná situace nastává při zhoršených adhezních podmínkách, jako je déšť, zablácení, zaprášení atd. Při plně naplněné cisterně a adhezi vozovky  $\mu < 0,6$ , dojde ke stavu, kdy začne převládat vlastnost vozidla jít do smyku při průjezdu zatáčkou.

Další částí řešení bylo zjištění pohybu těžiště celého vozidla s nádrží naplněnou na 50%. V práci jsou uvedeny tabulky a grafy popisující změnu polohy těžiště. Maximální změny došlo za podmínek na mezi adheze a překlacení. Brzdění bylo

předpokládáno na asfaltové vozovce se součinitelem adheze  $\mu = 0,9$ , kterému odpovídá brzdné zpomalení  $a_{br} = 8,83 \text{ ms}^{-2}$ . Za těchto podmínek došlo k posunutí těžiště o 20 mm ve směru k přední nápravě a zvýšilo svoji výšku o 12 mm. Toto posunutí těžiště nezměnilo rozložení brzdných sil na nápravách žádným významným způsobem oproti výpočtu, který s posunutím těžiště nepočítal. Takto malé posunutí těžiště způsobilo použití vlnolamů, které zmírnily vlivy nakloněné hladiny kapaliny.

Výpočet změny polohy těžiště při průjezdu obloukem pak proběhl za působení odstředivého zrychlení  $a_{od} = 6,37 \text{ ms}^{-2}$ , což odpovídá například průjezdu zatáčkou o poloměru 30,28 m při rychlosti 50 km/h. To způsobí posunutí těžiště směrem ven ze zatáčky o 13 mm a změnu výšky těžiště o 8 mm. Přitom průjezdná rychlost oblouku klesla o 0,49 km/h. Usuzuji z toho, že změna polohy těžiště vlivem naklonění hladiny kapaliny má velmi malý vliv na stabilitu vozidla při průjezdu zatáčkou. Je však nutné si uvědomit, že na vozidlo působí i dynamické a setrvačné síly kapaliny, které vozidlo dále zatěžují.

Drtivá většina výpočtů byla realizována ve výpočtovém programu, který jsem vytvořil v Excelu. Program je určen pro rychlý výpočet vlastností hasičského vozidla s dvounápravovým podvozkem. Program dokáže spočítat aktuálním umístěním těžiště, maximální průjezdnou rychlost vozidla zatáčkou, dynamické zatížení náprav při brzdění, naklonění vodní hladiny v nádrži při brzdění a průjezdu zatáčkou.

## 5 Závěr

V diplomové práci jsem zjistil, že hasičské vozidlo Tatra 815 CAS 20 / 4000 / 240 S2T má jako hlavní nevýhodu, že dojde k překlopení vozidla při průjezdu zatáčkou dříve než ke smyku. Tento stav platí tehdy, když se vozidlo pohybuje po suchém asfaltu nebo betonu. Jiná situace nastává při zhoršení adheze vlivem deště, sněhu, ledu, kdy vozidlo přechází do smyku. Změna chování vozidla nastává při  $\mu = 0,6$  čemuž může odpovídat za určitých podmínek mokrý beton, mokrá dlažba i mokrý asfalt. Obzvláště pak může být nebezpečný stav, kdy na vozovce panují nestejně adhezní podmínky, jako jsou místy mokrá silnice, kaluže, nestejnoměrná sněhová či ledová pokrývka, přechod vozovky s horší adhezí na lepší. Při přejezdu přes povrch s nízkou adhezí,  $\mu < 0,6$ , nepřiměřenou rychlostí, může dojít k přetáčivému smyku. Dá se říct, že vozidla s více zatíženou zadní nápravou mají sklon být přetáčivá. Při přetáčivém smyku dochází k předbíhání zadní nápravy před přední a k natočení vozidla do menšího poloměru oblouku, byť se vozidlo pohybuje po oblouku s větším poloměrem. Po najetí na vozovku s lepší adhezí,  $\mu > 0,6$ , je vozidlo stočené pro průjezd daleko menšího oblouku než na počátku, ale s rychlostí, která je větší než je nevyšší přípustná pro udržení stabilního průjezdu pro daný poloměr oblouku. Z tohoto důvodu pak dojde k náhlému překlopení vozidla.

Předmětem práce také byl výpočet změny těžiště a vliv stability vozidla při brzdění a průjezdu oblouku s naplněním nádrže z jedné poloviny. Tento stav by v praxi neměl často nastávat, jelikož je dáno v předpisech pro hasiče, že musí jezdit vždy s naplněnou nádrží. Praxe však může být teoreticky jiná a ve výjimečných případech, kdy hasiči přejíždí mezi zásahy, nemusí být čas doplnit hasivo. Právě v případech, kdy je nádrž poloprázdná přičítá se působení pohybu vody na vozidlo během jízdy. Pomocí analytického řešení pohybu kalin jsem vypočítal změny polohy těžiště při mezních stavech, jako je brzdění a průjezd obloukem. Výsledky změny těžiště by neměly mít znatelný vliv na stabilitu jízdy vozidla. Je nutné, ale počítat s dynamickými účinky pohybu kapaliny, se kterými se tato práce nezabývala. Při vhodné kombinaci zatáček může dojít ke sčítání dynamických účinků, které pak můžou způsobit ztrátu stability vozidla a jeho překlopení daleko dříve před dosažením mezních hodnot vypočítaných v této práci. Pro výpočet skutečného chování kapaliny, je nutné provést dynamickou simulaci CFD, která vyžaduje reálné údaje z jízdy k zásahu.

Tato práce může být přínosem pro hasiče, kteří mají možnost se seznámit s vlastnostmi řešeného vozidla, které používají. Výpočtový program lze použít na jakékoliv vozidlo, nejen Tatra, s dvounápravovým podvozkem. Specifikem tohoto vozidla jak už bylo zmíněno je tendence se za běžných adhezních podmínek se překlápět. Konkurenční vozidla mají jiné dynamické vlastnosti, které upozorní na ztrátu stability vozidla „odskakováním“ pneumatik od vozovky a řidič má díky tomu zpětnou vazbu. Jelikož má podle mě dostupných údajů docházet k nákupu hasičských vozidel převážně značky Tatra, dá se předpokládat, že řešený problém bude čím dál více aktuálnější. Tímto však nechci upřednostňovat nevýhodu Tatry nad jejími výhodami. Velkou výhodou je značná průjezdnost v terénu, která je obzvláště vhodná při likvidaci lesních požárů.

Díky výpočtovému Excelu je možné snadno vypočítat maximální průjezdnou rychlost zatáčky a tedy jej použít jako nástroj pomáhající optimalizaci návrhu zásahové trasy. Z rozboru dopravní nehodovosti za rok 2015, který zveřejňuje HZS ČR je nejvíce nehod způsobeno nesprávným vyhýbáním. Procentuálně pak zastupují téměř jednu třetinu všech zaviněných nehod hasičskými vozidly. Smutným příkladem může být smrtelný případ nehody hasičské Tatry v Jihomoravském kraji, kde došlo k nehodě způsobenou překlopením vozidla a usmrcení jednoho člena hasičského sboru, který byl přítomen ve vozidle.

Doporučil bych spolupráci s Katedrou požární ochrany, která je součástí Fakulty bezpečnostního inženýrství VŠB-TU Ostrava. Kde se podrobněji zabývají problémy, které hasičské jednotky tíží. Provádí například optimalizaci výjezdové trasy, která se přímo zabývá návrhem průjezdových rychlostí profilem trasy. Pro větší užitečnost pro řidiče hasičských vozidel bych pokládal za vhodné, vytvoření výpočtového programu přímo pro hasiče podobného tomu mému, který by sloužil jako rychlý přehled, jak se vozidlo bude chovat v daných podmínkách na cestě.

## 6 Seznam použité literatury

- [1] §73 zákona č. 56/2001Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a o změně zákona č. 168/1999 Sb., o pojištění odpovědnosti za škodu způsobenou provozem vozidla a o změně některých souvisejících zákonů (zákon o pojištění odpovědnosti z provozu vozidla), ve znění zákona č. 307/1999 Sb.
- [2] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.
- [3] Vyhláška č.35/2007 Sb. *Vyhláška o technických podmínkách požární techniky*.
- [4] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanika tekutin*. VŠB-TU Ostrava, 2007.
- [5] Dopravní automobil (DA): DA - L 1 Z - RENAULT MASTER 4X2. MOBILNÍ HASICÍ TECHNIKA, POŽÁRNÍ AUTOMOBILY THT.cz [online]. [cit. 2017-02-23]. Dostupné z: <http://www.tht.cz/cs/zasahove-pozarni-automobily/dopravni-automobil/da-l-1-z-renault-master-4x2>
- [6] Automobilová stříkačka AS 16 Sachsenring – SDH Jablonoňany [online]. [cit. 2017-02-23]. Dostupné z: <http://www.aplsdh.8u.cz/?p=419>
- [7] CAS 20/4000/300 - S 2 Z SCANIA P 360 4X4. MOBILNÍ HASICÍ TECHNIKA, POŽÁRNÍ AUTOMOBILY THT.cz [online]. [cit. 2017-02-26]. Dostupné z: <http://www.tht.cz/cs/zasahove-pozarni-automobily/cisternova-automobilova-strikacka/cisternova-automobilova-strikacka-cas20-s2z-scania-p360-4x4-3655-01>
- [8] PHA 30/11000/1000 - S 2 Z SCANIA R420 CB 6X6 HHZ. MOBILNÍ HASICÍ TECHNIKA, POŽÁRNÍ AUTOMOBILY THT.cz [online]. [cit. 2017-02-26]. Dostupné z: <http://www.tht.cz/cs/zasahove-pozarni-automobily/penovy-hasici-automobil/pha30-scania-R420-6x6-7041-75>
- [9] PLHA - L 1 Z – IVECO DAILY 4X2. MOBILNÍ HASICÍ TECHNIKA, POŽÁRNÍ AUTOMOBILY THT.cz [online]. [cit. 2017-02-26]. Dostupné z: <http://www.tht.cz/cs/zasahove-pozarni-automobily/plynovy-hasici-automobil/plha-l-1-z-iveco-daily-4x2>

- [10] PRHA 6000 T-148. *HASIČSKÝ A ZÁCHRANNÝ ÚTVAR HLAVNÉHO MESTA SLOVENSKEJ REPUBLIKY* [online]. [cit. 2017-02-28]. Dostupné z: <http://www.hazu.sk/?pageid=365>
- [11] KHA 30/10000/1000 - S 1 Z MERCEDES-BENZ ACTROS 3344 6X4. *MOBILNÍ HASICÍ TECHNIKA, POŽÁRNÍ AUTOMOBILY* THT.cz [online]. [cit. 2017-02-28]. Dostupné z: <http://www.tht.cz/cs/zasahove-pozarni-automobily/kombinovany-hasici-automobil/kha-30-mercedes-benz-actros--3344-6x4>
- [12] RZA - L 2 R - TOYOTA HILUX. *MOBILNÍ HASICÍ TECHNIKA, POŽÁRNÍ AUTOMOBILY* THT.cz [online]. [cit. 2017-02-28]. Dostupné z: <http://www.tht.cz/cs/zasahove-pozarni-automobily/rychly-zasahovy-automobil/rychly-zasahovy-automobil-toyota-hilux-7043-61>
- [13] AZ 30 M1Z METZ MB ATEGO 1422. *Požáry.cz* [online]. [cit. 2017-02-28]. Dostupné z: <http://www.pozary.cz/clanek/65819-video-metz-dodal-hasickemu-zachrannemu-sboru-12-kusu-novych-zebriku-l32-a-l39-spolufinancovanych-z-integrovanых-operacnich-programu/>
- [14] Metz dodal Hasičskému záchrannému sboru 12 kusů nových žebříků L32 a L39 spolufinancovaných z Integrovaných operačních programů. *Požáry.cz* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <https://www.pozary.cz/clanek/65819-video-metz-dodal-hasickemu-zachrannemu-sboru-12-kusu-novych-zebriku-l32-a-l39-spolufinancovanych-z-integrovanых-operacnich-programu/>
- [15] Automobilové plošiny AP 30, spolufinancované ze strukturálních fondů Evropské unie, dodá hasičům Wawraszek. *Požáry.cz* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <https://www.pozary.cz/clanek/90871-automobilove-plosiny-ap-30-spolufinancovane-ze-strukturalnich-fondu-evropske-unie-doda-hasicum-wawraszek/>
- [16] HA 60 - S 1 PC MERCEDES-BENZ ECONIC 6X2/4. *MOBILNÍ HASICÍ TECHNIKA, POŽÁRNÍ AUTOMOBILY* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.tht.cz/cs/specialni-automobily/ha-60-s-1-pc-mercedes-benz-econic-6x2-4>

- [17] TA - S 2 CH - T815-2 4X4.2. *MOBILNÍ HASICÍ TECHNIKA, POŽÁRNÍ AUTOMOBILY* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z:  
<http://www.tht.cz/cs/zasahove-pozarni-automobily/technicky-automobil/ta-s-2-ch-t815-2-4x4-2>
- [18] VA - L 1 Z MITSUBISHI OUTLANDER. *MOBILNÍ HASICÍ TECHNIKA, POŽÁRNÍ AUTOMOBILY* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z:  
<http://www.tht.cz/cs/zasahove-pozarni-automobily/vysetrovaci-automobil-va-/va-l-1-z-mitsubishi-outlander>



## 7 Seznam příloh na CD

[1] Text diplomové práce	Kristen_Šimon_text_DP.pdf
[2] Výpočtový program v Excelu	Výpočty_DP.xlsx
[3] Výpočet těžiště v Mathcad 14	Těžiště_DP.xmcd

## 8 Příloha A – Hasičské vozidla

### Vybraná základní zásahová vozidla

- **DA - Dopravní automobil**

Představitelem dopravního automobilu hasičů může být DA - L 1 Z Renault Master 4x2. Dopravní automobil slouží především pro přepravu osob. Konkrétní vozidlo je lehké hmotnostní třídy a je určeno pro pohyb po zpevněných komunikacích. Je vybaveno 6-ti místy pro sezení ve dvou řadách. V první řadě jsou 3 místa pro sezení včetně řidiče a v řadě druhé další 3 místa pro osádku. Nákladový prostor obsahuje požární příslušenství základního rozsahu, které je uloženo na výsuvných plátech, policích a v bedýnkách. Součástí je vysokotlaká motorová stříkačka včetně malých nádrží na vodu a pěnidlo. Nástavba je skříňová s posuvnými dveřmi na boku a otevíracími dvoukřídlými v zadní části.

Základní technické údaje	
D x Š x V	6 198 x 2 070 x 2 570 mm
Pohotovostní hmotnost	3 920 kg
Výkon motoru	120 kW
Celková hmotnost	4 500 kg
Objem nádrže na vodu/pěnidlo	150 / 10 l
Jmenovitý průtok čerpadla	20 l.min <sup>-1</sup>



Obrázek 32 - DA - L 1 Z - RENAULT MASTER 4x2 (7045.19)[5]

- **AS - Automobilová stříkačka**

Automobilová stříkačka je oproti dopravnímu automobilu vybavena pevně namontovaným čerpadlem. Je to vozidlo bez vlastní zásoby vody. Pro fungování automobilové stříkačky je nutno připojit vnější zdroj vody. AS je proto spíše historickou záležitostí a dnes se téměř nepoužívá. Našel jsem, že toto vozidlo je stále používáno dobrovolnými hasiči v Jablůňanech na Blansku. „*funkční stříkačka AS16 je v Jablůňanech zařazena jako druho-výjezdové vozidlo*“[5] AS 16 Sachsenring je stříkačka z bývalé NDR. Je určena pro přepravu hasičského družstva. Počet míst k sezení ve stříkačce je 9 včetně řidiče.

Základní technické údaje	
D x Š x V	6 198 x 2 070 x 2 570 mm
Výkon motoru	66 kW
Pohotovostní hmotnost	5 700 kg
Celková hmotnost	8 100 kg
Rok výroby	1 966
Jmenovitý průtok čerpadla	2 200 / 1 600 / 1 100 l.min <sup>-1</sup>



Obrázek 33 - AS 16 Sachsenring vlastníci SDH Jablůňany [6]

- **CAS – Cisternová automobilová stříkačka**

Jedná se o automobilovou stříkačku s vlastním zásobníkem vody. Obrovskou výhodou takového automobilu je, že není závislé na zdrojích vody v místě zásahu. Podvozek těchto vozidel bývá použit z komerčně vyráběných nákladních automobilů.

Příkladem vozidla této skupiny může být CAS 20/4000/300 - S 2 Z SCANIA P 360 4X4. U těchto vozidel bývá vedlejší nádrž naplněna pěnidle. Toto vozidlo spadá do těžké hmotnostní třídy nad 16t a je určeno pro smíšené typy komunikací. Symbol Z značí základní vybavenost hasičským příslušenstvím. Vozidlo je schopno provádět hasební práce vodou nebo pěnou při použití nízkotlakého nebo vysokotlakého režimu čerpadla. Kabina je vybavena 6 ti místy pro sezení. Nástavba je vyrobena z hliníkových profilů, které tvoří hlavní rám. Na něj jsou nalepeny hliníkové plechy.

Základní technické údaje	
D x Š x V	7 420 x 2 550 x 3 250 mm
Výkon motoru	265 kW
Pohotovostní hmotnost	12 150 kg
Celková hmotnost	18 000 kg
Objem nádrže na vodu/pěnidlo	4 000 / 300 l
Jmenovitý průtok čerpadla	2 000 / 250 l.min <sup>-1</sup>



Obrázek 34 - CAS 20/4000/300 - S 2 Z SCANIA P 360 4X4[8]



- **PHA – Pěnový hasicí automobil**

Pěnový hasicí automobil je uzpůsoben především k přepravě velkého množství vody a pěnidla. Počet míst pro posádku je nižší než u výše uvedených typů vozidel. Takovýmto vozidlem se hasí velké požáry, kde hoří hořlavé kapaliny.

PHA 30/11000/1000 - S 2 Z SCANIA R420 CB 6X6 HHZ. Tímto vozidlem lze přepravit 1+2 osob a velké množství hasebních látek. Toto vozidlo má obrovskou nádrž na vodu čítající 11 000 litrů a vedlejší nádrž na pěnidlo s objemem 1000 litrů. Toto vozidlo nemůže spadat nikam jinam než mezi vozidla v těžké hmotnostní kategorii. Jeho maximální hmotnost je úctyhodných 26t. Vozidlo se může pohybovat po zpevněných i nezpevněných komunikacích a je vybaven základním hasičským vybavením. Nástavba je klasicky postavena z hliníkových profilů, na kterých jsou metodou lepení upevněny hliníkové plechy. Nástavba je umístěna na podvozku nákladního vozidla Scania R420 se třemi nápravami a pohonem všech kol.

Základní technické údaje	
D x Š x V	9 150 x 2 550 x 3 650 mm
Výkon motor	309 kW
Pohotovostní hmotnost	13 600 kg
Celková hmotnost	26 000 kg
Objem nádrže na vodu/pěnidlo	11 000 / 1 000 l
Jmenovitý průtok čerpadla	3 000 / 250 l.min <sup>-1</sup>



Obrázek 35 - PHA 30/11000/1000 - S 2 Z SCANIA R420 CB 6X6 HHZ[8]

- **PLHA – Plynový hasicí automobil**

Plynový hasicí automobil je určen k hašení elektronických zařízení, které nelze hasit vodou. Hasebním plynem bývá používán CO<sub>2</sub>. Lze se setkat i s jinými hasebními plyny jako je třeba FE-36 spadající pod halotronové plyny. Tyto plyny jsou označovány jako čisté hasivo a jsou určeny pro specifické použití. Příkladem jsou archivy nebo jemná mechanika a elektronika. Automobil je vybaven několika tlakovými lahvemi se stlačeným plynem. Lahve jsou umístěny ve skříni, která je vyrobena z hliníkových materiálů.

PLHA - L 1 Z IVECO DAILY 65 C 14N je vozidlo, které má dvě místa pro sezení. Vozidlo je lehké stavby do 7,5t se základní hasičskou výbavou. Hasící zařízení je tvořeno dvanácti plynovými lahvemi s CO<sub>2</sub>, které jsou spojeny potrubím do jednoho. Každá láhev je opatřena zpětným ventilem. Zpětný ventil zabrání během hašení nechtěnému opětovnému naplnění již prázdné lahve po otevření lahve plné.

Základní technické údaje	
D x Š x V	6 100 x 2 300 x 2 700mm
Výkon motoru	100 kW
Pohotovostní hmotnost	5 170 kg
Celková hmotnost	6 500 kg



Obrázek 36 - PLHA - L 1 Z IVECO DAILY 65 C 14N[9]

- **PRHA - Práškový hasicí automobil**

Práškový hasicí automobil používá, jako hasební látku prášek Tento typ hasičských automobilů není příliš rozšířen a je spíše vzácný. Jako výtláčny plyn pro prášek se používá dusík. Nástavby na tyto vozy se u nás nikdy nedělaly a dělaly je zahraniční firmy. Tyto vozy byly používány v chemickém průmyslu k hašení vysoce hořlavých látek. Tyto vozy vytlačily vozy KHA.

PRHA 6000 T-148 (PLF 6000) Nástavba je vyrobená výrobcem TOTAL a upevněná na podvozku Tatra T148. Vůz je určen k likvidaci požárů pevných látek, kapalin a elektrického zařízení. Osádka Tatra byly 3 osoby.

Základní technické údaje	
D x Š x V	9 000 x 2 500 x 3 500 mm
Pohotovostní hmotnost	12 500 kg
Celková hmotnost	19 000 kg
Hmotnost prášku	6 250 kg



*Obrázek 37 - PRHA 6000 T-148 (PLF 6000)[10]*



- **KHA – Kombinovaný hasicí automobil**

Tento hasicí automobil je určen pro hasení vysokoenergetických látek, které se vyskytují například v rafinériích. Vozidla bývají klasicky vybaveny vodní nádrží s pěnidlem, ale některé typy mají i nádrž na prášek nebo plyn. Součástí výbavy může být dálkově ovládaná, lafetovaná proudnice na střeše.

KHA 30/10000/1000 - S 1 Z MERCEDES-BENZ ACTROS 3344 6X4 pojme posádku čítající 3 osoby včetně řidiče. Je vybaven velkou nádrží na vodu o objemu 10 000 litrů, dvěma nádržemi na pěnidlo typu A i B po 500 l a nádrží na hasivo FE-36 do které se vleze 500kg plynu. Na střeše je lafetována proudnice.

Základní technické údaje	
D x Š x V	9 870 x 2 550 x 3 500 mm
Pohotovostní hmotnost	14 170 kg
Celková hmotnost	26 000 kg
Objem nádrže na vodu/pěnidlo	10 000 / 500 + 500 l
Plynové hasicí zařízení	500 kg



Obrázek 38 - KHA 30/10000/1000 - S 1 Z MERCEDES-BENZ ACTROS 3344 6X4 [11]



- **RZA – Rychlý zásahový automobil**

Je určen pro zkrácenou dobu dopravy na místo určení. Tomu je uzpůsoben výběr podvozku vozidla a výbavy příslušenství. Tyto vozy bývají používány přímo k záchraně lidských životů, vyprošťování, živelné události a další.

RZA - L 2 R - TOYOTA HILUX je rychlý zásahový automobil s nástavbou postavenou na základně známého terénního vozidla Toyota Hilux, který je uzpůsoben pro zásahy technického charakteru. Vozidlo má vodní nádrž s pěnícím zařízením.

Základní technické údaje	
D x Š x V	5 295 x 1 830 x 2 105 mm
Pohotovostní hmotnost	2 865 kg
Celková hmotnost	3 115 kg
Objem nádrže na vodu	160 l
Jmenovitý průtok čerpadla	20 l.min <sup>-1</sup>



*Obrázek 39 - RZA - L 2 R - TOYOTA HILUX [13]*

## Vybrané speciální zásahové automobily

- **AZ – Automobilový žebřík**

Slouží pro výškové záchranné práce jako je například evakuace osob z budov a výškovým hasicím pracím.

AZ 30 M1Z METZ MB ATEGO 1422 slouží k záchraně osob z výšek nebo hloubek, zajistí přepravu pracujících hasičů, svými světlomety umístěné na koši dokonale osvětlí místo zásahu. Posádku pak tvoří řidič a jeden spolujezdec.

Základní technické údaje	
D x Š x V	10 000 x 2 500 x 3 300 mm
Pohotovostní hmotnost	13 300 kg
Celková hmotnost	16 000 kg
Dostupná výška	33,1 m
Délka ramene	30 m



Obrázek 40 - AZ 30 M1Z METZ MB ATEGO 1422 [14]

- **AP – Automobilová plošina**

Automobilová plošina je určena k hasicím pracím ve velkých výškách. Rameno plošiny je opatřeno sluchovodem pro urychlení přípravy zásahu.

AP 30 S 1 Z Renault D18 kabina je dvoumístná, nástavba umožňuje práci pod úrovní vozidla. Lafetovaná proudnice se sluchovodem umožňuje průtok 3000l/min. Záchranný koš je určen pro 3 osoby a je opatřen světlomety.

Základní technické údaje	
D x Š x V	10 000 x 2 500 x 3 300 mm
Pohotovostní hmotnost	13 300 kg
Celková hmotnost	16 000 kg
Dostupná výška	33,1 m
Délka ramene	30 m



Obrázek 41 - AP 30 S 1 Z Renault D18 [15]



- **HA – Hadicový automobil**

Používá se pro vytvoření dálkového vedení vody u rozsáhlých požárů nebo pro rychlé čerpání vody.

HA 60 - S 1 PC MERCEDES-BENZ ECONIC 6X2/4 je používán k účelům napsaných výše. Kabina pojme tři osoby plus řidiče. Podle zkratk použitých v názvu lze vyčíst, že se jedná o těžký automobil použitelný na zpevněné komunikace s vlastním čerpadlem. To dosahuje průtoku 6000l/min. Vozidlo je vybaveno proudnicemi o celkové délce 2480m. Vozidlo je schopno pokládat dvě hadice během jízdy současně při rychlosti do 10km/h.

Základní technické údaje	
DxŠxV	8 800 x 2 550 x 3 000 mm
Pohotovostní hmotnost	14 600 kg
Celková hmotnost	26 000 kg
Jmenovitý průtok čerpadla	6 000 l/min
Sací výška	3 m



*Obrázek 42 - HA 60 - S 1 PC MERCEDES-BENZ ECONIC 6X2/4 [16]*

- **TA – Technický automobil**

Je určený k likvidaci rozlitých olejů a chemikálií, které by mohly způsob škody na zdraví, majetku a přírodě.

TA - S 2 CH - T815-2 4X4.2 je těžký automobil pro pohyb po zpevněných i nezpevněných komunikacích s chemickou výbavou. Chemická výbava obsahuje prostředky pro účinné zabránění šíření chemikálií a jejich neutralizaci. Toto vozidlo má pro svůj účel namontované hydraulické rameno k manipulaci s těžkými předměty a odklizení. Vozidlo má dvě místa k sezení.

Základní technické údaje	
D x Š x V	7 975 x 2 540 x 3 390 mm
Pohotovostní hmotnost	13 430 kg
Celková hmotnost	18 000 kg
Moment zdvihání ramene	90 kNm



*Obrázek 43 - TA - S 2 CH - T815-2 4X4.2 [17]*

- **VA – Vyšetřující automobil**

Tento automobil poskytuje potřebné zázemí pro vyšetřovatele vzniku požáru. Vozidlo by mělo být schopno odvést tým vyšetřovatelů a jejich vybavení pro provádění expertíz.

VA - L 1 Z MITSUBISHI OUTLANDER je vybaveno osvětlovacími zařízeními, pákovými nůžkami, vyprošťovacím nástrojem, fotoaparátem a dalším vybavením.

Základní technické údaje	
D x Š x V	7 975 x 2 540 x 3 390 mm
Pohotovostní hmotnost	13 430 kg
Celková hmotnost	18 000 kg
Moment zdvihání ramene	90 kNm



*Obrázek 44 - VA - L 1 Z MITSUBISHI OUTLANDER [18]*

## Poděkování

Velmi děkuji svému vedoucímu diplomové práce, panu Ing. Michalovi Richtářovi Ph.D., který moji diplomovou práci vedl, věnoval mi svůj čas při konzultacích, dal práci směr a seznámil mě s panem Ing. Ladislavem Jánošíkem Ph.D z FBI VŠB-TU Ostrava. Děkuji panu Ing. Ladislavu Jánošíkovi Ph.D, který mi věnoval svůj čas k odborné konzultaci a předání zajímavých a pro vypracování této práce velmi důležitých podkladů bez kterých by nebylo možné se obejít. Děkuji také panovi Ing. Miroslavovi Vackovi z firmy KOBIT THZ za poskytnutí vybraných technických údajů konkrétního vozidla. Bez jeho přičinění by nebylo možné uvedené výpočty aplikovat na konkrétní vozidlo umístěné ve Vsetíně. Děkuji panu Ing. Pavlovi Dreslerovi za čas věnovaný mě během konzultací věnované řešení výpočtů kapaliny. Děkuji vsetínským profesionálním hasičům za velmi vstřícný přístup a poskytnutí materiálů od vozidla, jejich zkušenosti k vozidlu a čas strávený během prohlídky vozidla. A v neposlední řadě děkuji svojí rodině, přítelkyni a přátelům za neochvějnou podporu, kterou mi prokazovali během studia, za trpělivost, kterou se mnou měli, za sdílení mých úspěchů a neúspěchů a vedli mě až k vypracování této závěrečné práce.

Upřímně děkuji všem zmíněným.